621.87
Z6k2
v.1

Zizmann, Jng., Krane. I. Teil:

Gestelle der Krane.

Zweite Auflage.

Mit 87 Textfiguren, zahlreichen Rechnungsbeispielen sowie 6 Konstruktionstafeln.

Leipzig,
J. M. Gebhardt's Verlag.

THE UNIVERSITY
OF ILLINOIS
LIBRARY
621.87
Z6K2
v.1

Digitized by the Internet Archive
in 2017 with funding from
University of Illinois Urbana-Champaign Alternates

https://archive.org/details/diekrane01zizm

TECHNISCHE LEHRHEFTE.

Abt. B. Maschinenbau.

Heft 4b:

DIE KRANE.

Von

Ingenieur **P. Zizmann.**

Zweite, neu bearbeitete Auflage.

Leipzig,
J. M. Gebhardt's Verlag.

DIE KRANE.

I. Teil.

Berechnung und Konstruktion

der

Gestelle der Krane.

Von

Ingenieur **P. Zizmann.**

Zweite, neu bearbeitete Auflage.

Mit 87 in den Text gedruckten Figuren, zahlreichen Rechnungsbeispielen, sowie 6 Konstruktionstafeln.

Leipzig,
J. M. Gebhardt's Verlag.

62187
ZGK2
v.1

Inhalt des ersten Teiles.

Seite
Vorwort VII
Einleitung 1

Drehkrane.

Uferdrehkran mit drehbarer Säule 1
Drehkran mit fester Säule 12
Fairbairnkrane 14
Magazinkrane 18
Eisenbahnkrane 20
Velocipedkrane 21
Gießereikran mit unterstützter Fahrbahn 23
Gießereikran mit aufgehängter Fahrbahn 32

Wippkrane.

Fester Wippkran 34
Schwimmender Scherenkran 35

Krane mit Bühne.

Laufkran 35
Bockkrane 39
Portalkrane 40

Verzeichnis der Tafeln.

Tafel 1. Uferdrehkran mit fester Säule für 6000 kg Höchstlast.
Tafel 2. Fig. 1 u. 2. Gerüst zu einem Zapfendrehkran für 2000 kg.
Fig. 3. Freistehender Drehkran für 3000 kg.
Fig. 4, 5 u. 6. Verbindungsstücke zu einem aus ⊏ Eisen gebauten Gießereikran.
Tafel 3. Gießereidrehkran für 3000 kg.
Tafel 4. Laufkran für 10 000 kg.
Tafel 5. Träger eines Laufkranes für 20 000 kg.
Tafel 6. Hydraulischer Portalkran für 1500 kg.

13 JA 15
1.28
293718

Aus dem Vorwort zur ersten Auflage.

Das vorliegende Lehrheft ist als Hilfsbuch beim Vortrage über Krane an technischen Mittelschulen, sodann aber auch als Leitfaden beim Selbstunterricht gedacht.

Die Gründe für die Trennung des Stoffes in „Gestelle“ und „Antrieb“ liegen wesentlich im Lehrplan; die Zweiteilung läßt sich aber auch für die Benutzung beim Selbstunterricht sehr wohl rechtfertigen. Es war dabei freilich nicht zu vermeiden, einzelnes — streng genommen — zu dem Antrieb Gehörige in den ersten Teil zu nehmen, so die Reibungsverhältnisse beim Schwenken der Drehkrane und beim Bewegen der Laufkatze der Gießereikrane.

Da das Heft zur Einführung in das Gebiet der Krane bestimmt ist und eine elementare Behandlung geboten war, so sind nur die Haupttypen besprochen. Die bei diesen gegebenen Methoden der Berechnung lassen sich ja auch auf die zusammengesetzten, wie z. B. die Portalkrane, noch ausdehnen.

Die Mannigfaltigkeit der Anwendung ergibt sich beim Entwerfen. Besonders in Rücksicht auf die Übungen im Konstruieren einfacher Krane habe ich von der mir auf meine Bitte von Herrn Geh. Regierungsrat Prof. A. Riedler bereitwilligst gegebenen Erlaubnis zur Benutzung der „Skizzen zu den Vorlesungen über Lasthebemaschinen an der K. technischen Hochschule zu Berlin“ gerne ausgiebigen Gebrauch gemacht. Ihm sei dafür der aufrichtigste Dank ausgesprochen. Die vorhandenen Werke über Krane, besonders Ad. Ernst, die Hebezeuge, wurden natürlich entsprechend benutzt.

Die in den vorliegenden ersten Teil aufgenommenen Figuren aus den „Skizzen“ können sehr zweckentsprechend als „Generalidee“ für den Entwurf verwendet werden.

Hildburghausen, Ostern 1900. **Zizmann.**

Vorwort zur zweiten Auflage.

Nachdem die erste Auflage vergriffen, trat an mich die Neubearbeitung des Lehrheftes heran. Die seitdem ins Leben getretenen Ausführungen und die Ausstellung 1902 in Düsseldorf boten eine überreiche Fülle von Fortschritten.

Außer zahlreichen Ergänzungen hat dieser erste Teil noch eine Erweiterung insofern erfahren, als eine Anzahl von Zeichnungen ausgeführter Krane auf den angehängten Tafeln zugegeben wurden.

Da neuerdings fast allgemein nicht mehr in Millimetern, sondern in Centimetern gerechnet wird, sind alle Rechnungsbeispiele entsprechend behandelt. Wie üblich, sind in die Zeichnungen alle Maße in Millimetern eingeschrieben.

Hildburghausen, August 1903.

Der Verfasser.

Einleitung.

Die Krane dienen zum Heben und Versetzen von Lasten.

Sie bestehen aus dem Gestell oder Gerüst und der Hebemaschine.

Je nach den zu hebenden Lasten und dem zu bedienenden Raum sind die Gestelle und zumteil auch der Antrieb der Hebemaschine verschieden. Allgemein unterscheidet man Krane mit Ausleger und zwar Drehkrane und Wippkrane, sowie Krane mit Bühne und zwar Laufkrane und Bockkrane.

I. Teil.

Gestelle der Krane.

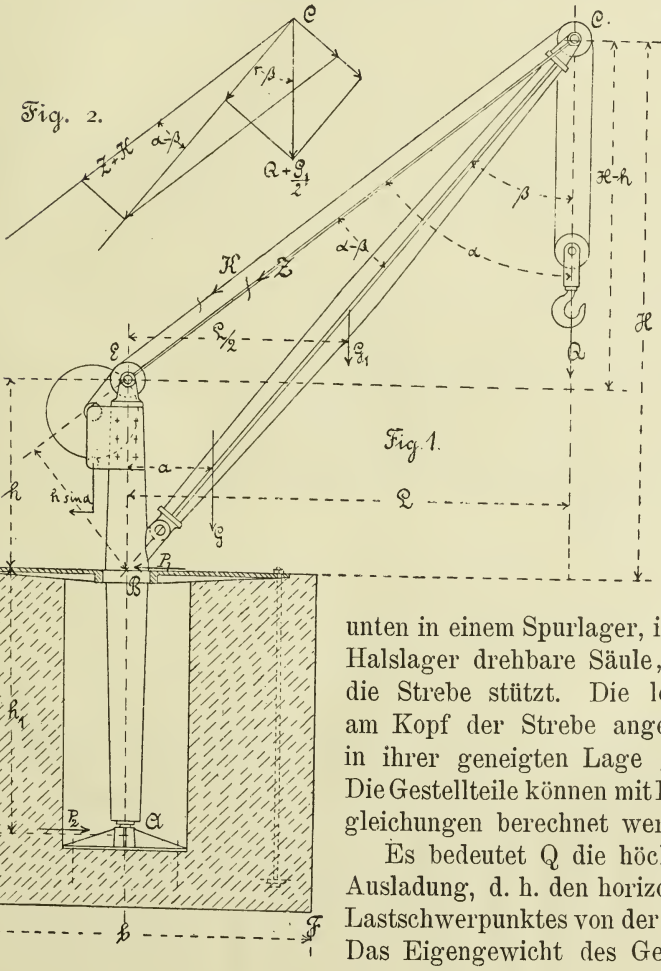


Fig. 1.

Fig. 2.

1. Drehkrane.

Das Krangestell ist um eine vertikale Axe drehbar, die Last kann bei den Drehkranen mit fester Ausladung auf dem Umfang eines Kreises, bei denjenigen mit veränderlicher Ausladung auf einer Kreisringfläche versetzt werden.

Uferdrehkran mit drehbarer Säule.

Der freistehende Kran besitzt eine unten in einem Spurlager, in der Mitte in einem Halslager drehbare Säule, gegen welche sich die Strebe stützt. Die letztere wird durch am Kopf der Strebe angehängte Zugstangen in ihrer geneigten Lage gehalten. (Fig. 1.) Die Gestellteile können mit Hülfe von Momentengleichungen berechnet werden.

Es bedeutet Q die höchste Nutzlast, L die Ausladung, d. h. den horizontalen Abstand des Lastschwerpunktes von der vertikalen Drehaxe. Das Eigengewicht des Gestelles samt Winde

wird für vorläufige Rechnung zu $G = 0{,}5\ Q$ bis $G = 0{,}75\ Q$ angenommen, der Abstand des Schwerpunktes der Konstruktion von der Drehaxe beträgt meist

$$a = \frac{L}{4} \text{ bis } a = \frac{L}{5}.$$

Die **Lagerreaktionen** P_1 und P_2 bestimmen sich aus der Momentengleichung für Punkt A bezw. B.

$$P_1 h_1 = P_2 h_1 = Q L + G a$$
$$P_1 = P_2 = \frac{Q L + G a}{h_1}.$$

Die **Belastung der Zugstangen** ist unter Berücksichtigung des Eigengewichtes G_1 der Strebe, aber unter der übrigens zulässigen Vernachlässigung des Gewichtes der Stangen selbst und des Gewichts der Kette wie folgt zu bestimmen:

Läuft die Kette parallel der Zugstange und denkt man sich Kette und Zugstange durchschnitten, so würde sich die Strebe um B drehen. Um dies zu verhindern, denke man sich an der Zugstange die Kraft Z und an der Kette die aus der Last zu bestimmende Kraft K wirkend, dann erhält man für den Gleichgewichtszustand um B als Drehpunkt:

$$Q L + G_1 \frac{L}{2} = Z\ (h \sin \alpha) + K\ (h \sin \alpha)$$
$$Z = \frac{\left(Q + \frac{G_1}{2}\right) L}{h \sin \alpha} - K$$

Läuft die Kette über die Strebe hin, wie es bei Anbringung der Winde im Winkel zwischen Strebe und Säule vorteilhaft ist, so ist für B als Drehpunkt:

$$Q L + G_1 \frac{L}{2} = Z\ h \sin \alpha$$
$$Z = \frac{\left(Q + \frac{G_1}{2}\right)}{h \sin \alpha} L$$

Zur Ermittelung der **Druckbelastung D in der Strebe** zerlegt man die am Strebenkopf C wirkenden Kräfte $Q + \frac{G_1}{2}$, sowie $Z + K$ in Richtung der Strebe und senkrecht dazu (Fig. 2), dann ist, wenn die Kette parallel der Zugstange liegt:

$$D = \left(Q + \frac{G_1}{2}\right) \cos \beta + (Z + K) \cos (\alpha - \beta)$$

Läuft aber die Kette über die Strebe hin, so ist

$$D = \left(Q + \frac{G_1}{2}\right) \cos \beta + Z \cos (\alpha - \beta) + K.$$

Beispiel: Es soll ein freistehender Uferkran für $Q = 3000$ kg Nutzlast und $L = 3500$ mm Ausladung berechnet werden. Es seien $H = 4200$ mm, $h = 1500$ mm, $h_1 = 2100$ mm, das Eigengewicht zu $G = 0{,}5\ Q = 1500$ kg und $a = \frac{L}{4} = 875$ mm angenommen.

Die Lagerdrücke sind

$$P_1 = P_2 = \frac{Q L + G a}{h_1} = \frac{3000 \cdot 350 + 1500 \cdot 87{,}5}{210} = 5625 \text{ kg.}^{*)}$$

*) Die Zahlenwerte in den Beispielen sind mit Hülfe des Rechenschiebers ermittelt, daher nur angenähert.

Die Winkel ergeben sich aus:

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{L}{H-h} = \frac{350}{420-150} = 1{,}295, \text{ also } \alpha = 52^0\,20'$$

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{L}{H} = \frac{350}{420} = 0{,}833, \text{ also } \beta = 39^0\,50'$$

und $\alpha - \beta = 12^0\,30'$.

Bei Anwendung einer losen Rolle beträgt ohne Rücksicht auf die Reibungswiderstände der Kettenzug $K = \frac{Q}{2}$.

Das Gewicht der Strebe werde zu $G_1 = 500$ kg geschätzt. Die Zugstangenkraft ist:

$$Z = \frac{\left(Q + \frac{G_1}{2}\right)L}{h \cdot \sin\alpha} - K = \frac{(3000 + 250)\,350}{150 \cdot \sin 52^0\,20'} - 1500 = 7543 \text{ kg}$$

und der Druck in die Strebe

$$D = \left(Q + \frac{G_1}{2}\right)\cos\beta + (Z + K)\cos(\alpha - \beta) =$$

$$= (3000 + 250)\,0{,}768 + (7543 + 1500)\,0{,}976 = 11\,360 \text{ kg}.$$

Die Säule werde aus Gußeisen hohl mit kreisringförmigem Querschnitt hergestellt. Denkt man sich die Säule bei B fest eingespannt, dann wird das obere Ende durch das Moment $QL + Ga$ auf Biegung beansprucht. Das Höhlungsverhältnis sei $\frac{d}{D} = 0{,}5$, die Biegungsspannung $\mathfrak{S}_b = 250\ \frac{kg}{qcm}$ angenommen. Es wird:

$$QL + Ga = \frac{\pi}{32}\left(\frac{D^4 - d^4}{D}\right)\mathfrak{S}_b.$$

$$3000 \cdot 350 + 1500 \cdot 87{,}5 = \frac{\pi}{32}\,0{,}9375\,D^3\,\mathfrak{S}_b$$

$$D = 37 \text{ cm und } d = 0{,}5\,D = 18{,}5 \text{ cm}.$$

Nach oben und unten läßt man der Materialersparnis und des Aussehens wegen eine Verjüngung auf 0,7 des Durchmessers eintreten, sodaß am Kopf und am Spurlager der äußere Durchmesser $D_1 = 0{,}7 \cdot 37 = 25{,}9$ cm ~ 260 mm und der innere Durchmesser $d_1 = 0{,}7 \cdot 18{,}5 = 13$ cm wird.

Außer der Biegungsbeanspruchung erfährt nun der untere Teil der Säule noch eine Druckbelastung durch Nutzlast und Eigengewicht, welche sich berechnet aus:

$$Q + G = \frac{\pi}{4}\left(D_1^2 - d_1^2\right)\mathfrak{S}_d$$

$$\mathfrak{S}_d = \frac{3000 + 1500}{\frac{3{,}14}{4}\left(26^2 - 13^2\right)} = 11\ \frac{kg}{qcm}.$$

Auf der Druckseite herrscht also eine Gesamtspannung von 261 $\frac{kg}{qcm}$, auf der Zugseite ist die Spannung auf 239 $\frac{kg}{qcm}$ vermindert.

Da die zulässige Druckspannung des Gußeisens etwa 700 $\frac{kg}{qcm}$ gegenüber einer zulässigen Zugspannung von nur 250 $\frac{kg}{qcm}$ beträgt, so kommt die Vermehrung der Spannung auf der Druckseite nicht in Betracht.

Eine Seitenkraft der Zugspannung in der Kette und den Zugstangen, welche den oberen Säulenteil zu heben sucht, also die Spannung auf der Zugseite vermehrt, auf der Druckseite vermindert, kann ihrer geringen Größe wegen vernachlässigt werden.

Im Halslager bei B gibt man der Säule einen Durchmesser

$$D_0 = 370 + 10 = 380 \text{ mm}.$$

Will man ein einfaches Gleitlager ausführen, so wähle man die Höhe des Halszapfens so, daß der Flächendruck zwischen der gußeisernen Säule und dem ebenfalls gußeisernen Halslager höchstens 25 $\frac{kg}{qcm}$ beträgt. Es wird:

$$D_0\,h_0\,p = P_1, \qquad h_0 = \frac{P_1}{D_0\,p} = \frac{5625}{38 \cdot 25} = 6 \text{ cm}$$

Der Spurzapfen wird zunächst durch den Horizontaldruck auf Biegung beansprucht. Wählt man Stahl mit $\mathfrak{S}_b = 1000 \frac{kg}{qcm}$ und ein Längenverhältnis $\frac{l}{d} = 1{,}5$, so ist

$$P_2 \frac{l}{2} = \frac{\pi}{32} d^3 \mathfrak{S}_b \text{ oder } P_2 \cdot \frac{1{,}5\,d}{2} = \frac{\pi}{32} d^3 \mathfrak{S}_b \text{ und}$$

$$d = \sqrt{\frac{5625 \cdot 1{,}5 \cdot 32}{2 \cdot 3{,}14 \cdot 1000}} = 6{,}5 \text{ cm}.$$

Durch den vertikalen Druck Q + G von oben her soll zwischen Zapfenstirnfläche und Spurlagerplatte ein Flächendruck von höchstens $100 \frac{kg}{qcm}$ zustande kommen.

In Rücksicht auf diesen Flächendruck p muß sein:

$$Q + G = \frac{\pi}{4} d^2 p$$

$$\frac{3000 + 1500}{100} = \frac{d^2 \pi}{4} \text{ und daher } d = 7{,}6 \text{ cm}.$$

Es muß also der größere der beiden errechneten Werte mit $d \approx 75$ mm beibehalten werden.

Um dem ganzen Gestell eine seitliche Versteifung zu gewähren, sind zwei Zugstangen angeordnet. Wählt man Rundeisen, so ist für $500 \frac{kg}{qcm}$ Zugbeanspruchung

$$\frac{d^2 \pi}{4} \mathfrak{S}_z = \frac{7543}{2} \text{ und daraus } d = 3{,}1 \text{ cm},$$

welcher Wert zweckmäßig auf 40 mm abgerundet wird.

Da die Stangen ziemlich lange freihängen, nämlich etwa 4,4 m (und in der Projektion auf eine horizontale Ebne 3,5 m), so wäre nachzurechnen, wie weit sich dieselben bei unbelastetem Kran infolge ihres Eigengewichtes durchbiegen. Es beträgt, da das Eigengewicht als gleichmäßig über die ganze Länge verteilt angenommen werden kann, die Durchbiegung f bei einem Eigengewicht von

$$\frac{d^2 \pi}{4} l \gamma = \frac{3{,}14}{4} \cdot 0{,}4^2 \cdot 44 \cdot 7{,}5 = 42 \text{ kg}$$

$$f = \frac{P \cdot 5 \cdot l^3}{E \cdot J \cdot 384} = \frac{42 \cdot 5 \cdot 350^3}{2\,000\,000 \cdot \frac{3{,}14}{64} \cdot 4^4 \cdot 384} = 0{,}1 \text{ cm},$$

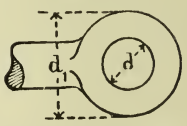
was bequem zulässig erscheint.

Die Bolzen zur Aufnahme der Augen Fig. 3 der Zugstangen berechnet man auf Biegung, wobei man annimmt, daß die Belastung in der Mitte angreift. Nimmt man die Länge zu 40 mm an, so ist

$$\frac{Z}{2} \cdot \frac{4}{2} = \frac{\pi}{32} d^3 \mathfrak{S}_b \text{ und bei } \mathfrak{S}_b = 600 \frac{kg}{qcm}$$

$$d \sim 5 \text{ cm}.$$

Fig. 3.



Der äußere Durchmesser der Zugstangenaugen wird genügend groß zu $d^1 = 2d = 10$ cm angenommen.

Die Strebe ist an beiden Enden beweglich und auf Knickung durch die Kraft D belastet.

Für Schmiedeisen wählt man etwa fünffache, für Gußeisen oder Holz etwa zehnfache Sicherheit.

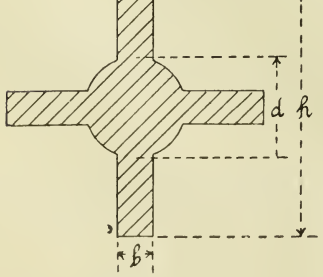


Fig. 4.

Die Länge der Strebe bis Mitte Säule wird $l = \sqrt{L^2 + H^2} = \sqrt{350^2 + 420^2} = 547$ cm, also bis zum Gelenk annähernd l = 510 cm. Bei zehnfacher Sicherheit ergibt sich

$$10\,D = \frac{\pi^2 J E}{l^2}$$

$$10 \cdot 11\,360 = \frac{3{,}14^2 \cdot J \cdot 1\,000\,000}{510^2} \text{ also } J = 2955 \text{ cm}^4$$

Wählt man kreuzförmigen Querschnitt nach Fig. 4, so ist das Trägheitsmoment desselben annähernd genug

$$J = \frac{\pi}{64} d^4 + \frac{b\,h^3}{12} - \frac{b\,d^3}{12} + \frac{h\,b^3}{12} - \frac{d\,b^3}{12}$$

$$J = \frac{\pi}{64} d^4 + \frac{b}{12}(h^3 - d^3) + \frac{b^3}{12}(h - d)$$

Wählt man nun $h = 2{,}5\ d$ und $b = \frac{d}{3}$ und setzt diese Werte in obige Gleichung ein, so erhält man $J = 0{,}46\ d^4$, und da nach oben $J = 2955\ cm^4$ sein soll,

$$2955 = 0{,}46\ d^4$$

$$d = \sqrt[4]{\frac{2955}{0{,}46}} \approx 9\ cm$$

$$h = 2{,}5\ d = 22{,}5\ cm \text{ und } b = \frac{d}{3} = 3\ cm$$

Der Ersparnis und des Aussehens halber verjüngt man die Strebe wieder nach beiden Enden hin auf 0,6 bis 0,7 der für den gefährlichsten Querschnitt in der Mitte berechneten Abmessungen. Dabei ist zu berücksichtigen, daß der Endquerschnitt noch groß genug sein muß, um die Druckspannung auf weniger als etwa 700 $\frac{kg}{qcm}$ zu beschränken.

Die Strebe erhält oben und unten angegossene Augen, und die die Strebe haltenden Bolzen sind auf Biegung zu berechnen, wobei man die Maße für die Stützlänge zweckmäßig der Zeichnung entnimmt.

Hätte man für die Strebe ein schmiedeisernes gezogenes Rohr mit $D = 150$ mm äußerem und $d = 135$ mm lichtem Durchmesser, also mit 7,5 mm Wandstärke gewählt, so wäre für ein solches Rohr

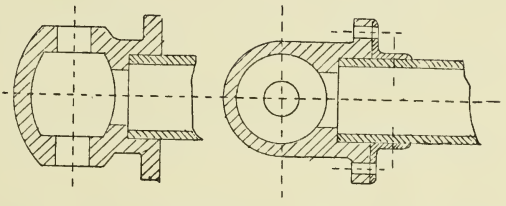
$$J = \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4) = \frac{\pi}{64}(15^4 - 13{,}5^4) = 853\ cm^4$$

und für eine Länge $l = 510$ cm

$$m = \frac{\pi^2 J E}{D l^2} = \frac{3{,}14^2 \cdot 853 \cdot 2\,000\,000}{11\,360 \cdot 260\,100} \approx 5{,}8\text{fache Sicherheit.}$$

Die Befestigung des Rohres an der Säule, sowie am Strebenkopf und die Leitrolle für die Kette zeigt Fig. 5—9.*)

Fig. 5. Fig. 6.



Spurlagerplatte. Der gegen den Spurzapfen wirkende Horizontalschub $P_2 = 5625$ kg sucht das Spurlager zu verschieben, und die Spurlagerplatte muß so stark auf das Mauerwerk aufgepreßt werden, daß der Reibungswiderstand allein den Seitenschub aufhebt.

Fig. 7. Fig. 8.

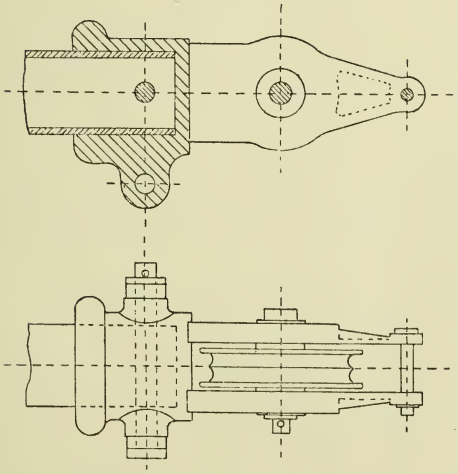


Fig. 9.

Nimmt man 4 Stück Befestigungsschrauben, deren Zugkraft mit P_s bezeichnet werden soll, und ist der Reibungskoeffizient zwischen Lagerplatte und Mauerwerk $\mu = 0{,}3$, so wird:

$$(Q + G + 4P_s)\,\mu = P_1$$

$$P_s = \frac{P_1 - (Q+G)\mu}{4\mu} = \frac{5625 - (3000 + 1500)\,0{,}3}{4 \cdot 0{,}3}$$

$$= 3562\ kg,$$

was nach der Whitworth'schen Schraubentabelle einem Schraubendurchmesser von 1⅞" entspricht.

Da ferner die Sohlplatte den Gesamtdruck $Q + G + 4P_s$ auf das Mauerwerk überträgt, so muß sie so groß gemacht werden, daß der spezifische Flächendruck ein gewisses Maß nicht überschreitet.

*) E. Becker, Berlin.

Die höchste zulässige Belastung beträgt:

$\mathfrak{S}_d = 15$ bis 30 $\frac{kg}{cm}$ für Sandsteinquader,
$\mathfrak{S}_d = 12$ „ 14 „ für bestes Mauerwerk in Cement,
$\mathfrak{S}_d = 7$ „ für gewöhnliches Ziegelmauerwerk in Kalkmörtel,
$\mathfrak{S}_d = 12$ „ für Zementbeton.

Es ergibt sich die Seite c der quadratischen Spurlagerplatte bei $\mathfrak{S}_d = 5$ $\frac{kg}{qcm}$

$$c^2 \mathfrak{S}_d = Q + G + 4 P_s$$

$$c = \sqrt{\frac{3000 + 1500 + 4 \cdot 3562}{5}} = 62 \text{ cm}.$$

Die Dicke der Grundplatte wählt man nach Gefühl zu etwa 25 mm, die Dicke der Rippen zu 20 mm.

Halslagerplatte. Diese muß so groß sein, daß sie den Fundamentschacht überdeckt und auch nicht durch den Zapfendruck P_1 verschoben wird. Die Berechnung der Auflagefläche, sowie der Ankerbolzen geschieht wie bei der Spurlagerplatte, nur ist hier die Platte durch die Zugkraft der Schrauben allein auf das Mauerwerk gepreßt. Die Stärke wird wieder nach Gefühl und auch in Rücksicht auf die Ausführung in Gußeisen gewählt.

Das **Fundament** ist ein Mauerblock mit quadratischem oder kreisförmigem Querschnitt.

Das Moment $QL + Ga$ sucht den Mauerklotz um die Kante F (Fig. 1) zu kippen und das Stabilitätsmoment des Mauerwerks, welches, weil die Schrauben der Halslagerplatte bis unter die Schachtsohle reichen, als zusammenhängender Körper betrachtet werden kann, muß mindestens dem Kippmoment das Gleichgewicht halten.

Ist b die Seite des quadratischen Mauerklotzes, s die Seite der Schachtöffnung, h_s die Höhe des Schachtes und h_f die Höhe des Mauerklotzes, so ist zunächst für den Gleichgewichtszustand (s. Fig. 1)

$$G_f \frac{b}{2} = Q \left(L - \frac{b}{2} \right) + G \left(a - \frac{b}{2} \right)$$

und wenn $b = 2500$ mm gewählt wird

$$G_f \cdot \frac{250}{2} = 3000 \left(350 - \frac{250}{2} \right) + 1500 \left(87{,}5 - \frac{250}{2} \right)$$

$$G_f = 4950 \text{ kg}.$$

Zur Sicherheit nimmt man das Gewicht 4 bis 6mal so groß, etwa $G = 25000$ kg. Wählt man noch $s = 1000$ mm, $h_s = 2200$ mm, das spezifische Gewicht des Mauerwerks $\gamma = 1{,}5$ so ist

$$(25 \cdot 25 \cdot h_f - 10 \cdot 10 \cdot 22)\, 1{,}5 = 25000$$

$$h_f \sim 30 \text{ dcm} = 3000 \text{ mm}.$$

Widerstände beim Drehen des Kranes. Beim Drehen des vollbelasteten Kranes treten im Halslager und Fußlager Reibungswiderstände auf, die sich wie folgt bestimmen:

Im Halslager beträgt das Reibungsmoment am Zapfen von $D_0 = 38$ cm Durchmesser bei einem Reibungskoeffizienten $\mu = 0{,}16$ für Gußeisen auf Gußeisen

$$M_1 = P_1 \cdot \mu \cdot \frac{D_0}{2} = 5625 \cdot 0{,}16 \cdot \frac{38}{2} = 17100 \text{ cm kg}$$

seitlich am Spurzapfen, der zu $d = 75$ mm berechnet wurde, für $\mu = 0{,}1$

$$M_2 = P_2 \mu \frac{d}{2} = 5625 \cdot 0{,}1 \cdot \frac{7{,}5}{2} = 2140 \text{ cm kg}$$

und auf der Spurplatte für $\mu = 0{,}1$

$$M_3 = (Q + G)\, \mu \frac{2}{3} \frac{d}{2} = (3000 + 1500)\, 0{,}1 \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{7{,}6}{2} = 1125 \text{ cm kg}$$

im ganzen $M_1 + M_2 + M_3 = 20365$ kg cm.

Will man den Kran mit Hülfe einer Handkette am Lasthaken drehen, so sind demnach

$$K = \frac{20\,365}{350} = 58 \text{ kg nötig.}$$

Um eine leichtere Beweglichkeit zu erzielen, wird man an Stelle des Gleithalslagers ein Rollenlager anordnen.

Rollenlager. Für den vorliegenden Fall sind Laufrollenlager oder Wälzrollenlager möglich.

Bei **Wälzrollenlagern** sind die Rollen lose in einem Kranz befestigt, und dieser läuft beim Drehen des Kranes mit den Rollen um den Zapfen. Der Kranz ist seinerseits durch Rollen abgestützt. (Fig. 10 u. 11).

Der Lagerdruck P_1 fällt entweder auf eine Rolle direkt oder zwischen zwei Rollen. Der letztere Fall ist der ungünstigere, da, wenn die Rollen um die drehbare Säule angeordnet sind, mindestens sechs Rollen nötig sind und beim Kran mit feststehender Säule zwei Rollen unter einem Winkel von höchstens 60° zu einander stehen.

Fig. 10.

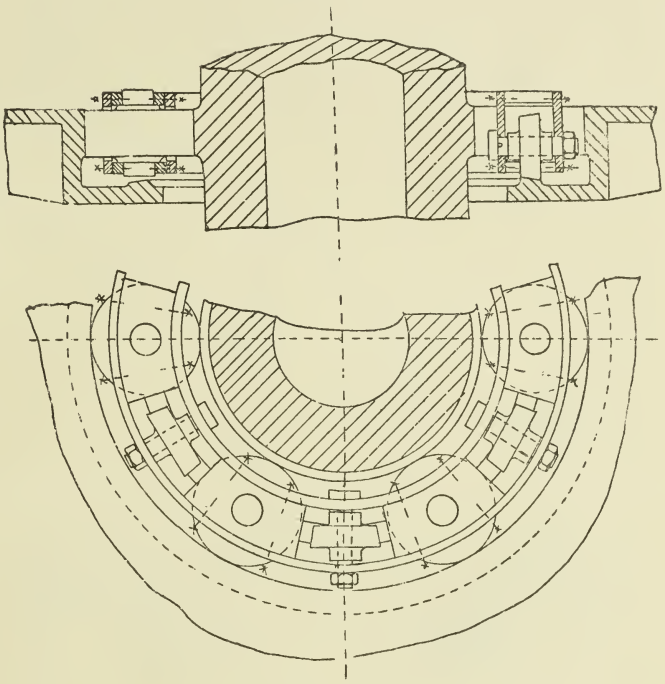
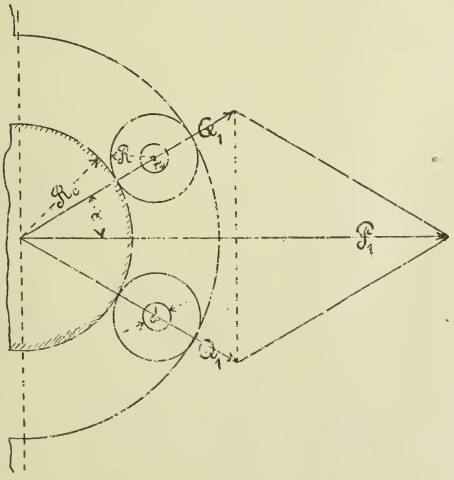


Fig. 11.

Fig. 12.



Nach Fig. 12 ist der auf eine Rolle fallende Druck $Q_1 = \frac{P_1}{2 \cos \alpha}$.

Um je eine so belastete Wälzrolle zu drehen, ist ein Moment

$P \cdot 2R = \frac{2 \cdot P_1}{2 \cos \alpha} \cdot f$ oder eine am Umfang der Rolle, also auch der Säule, wirkende Kraft

$$P = \frac{2 \cdot P_1}{2 \cos \alpha} \cdot \frac{f}{2R},$$

im Ganzen zum Drehen der beiden belasteten Wälzrollen endlich ein am Krangestell wirksames Moment

$$P R_0 = \frac{2 \cdot 2 \cdot P_1 \cdot R_0}{2 \cos \alpha \cdot 2R} \cdot f = \frac{P_1 \cdot R_0}{\cos \alpha \cdot R} \cdot f \text{ nötig.}$$

Fig. 33.

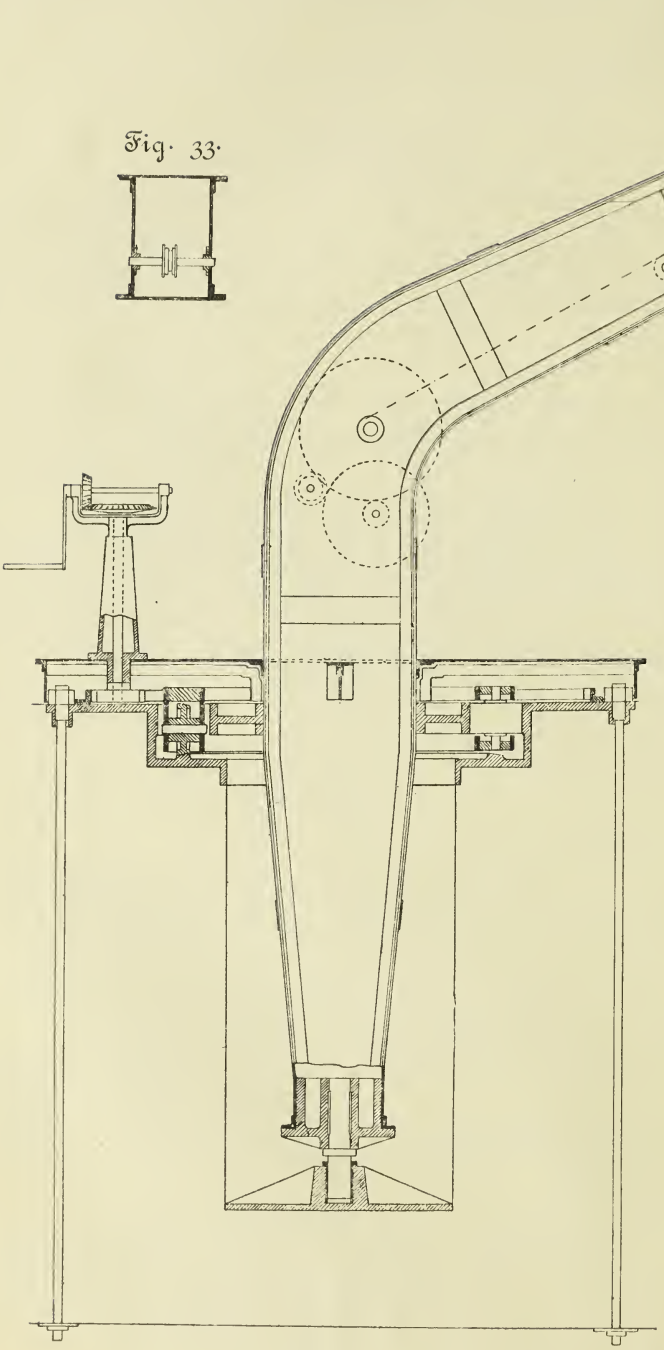
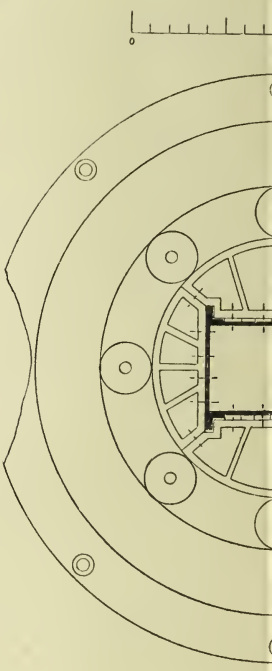
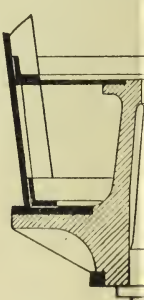


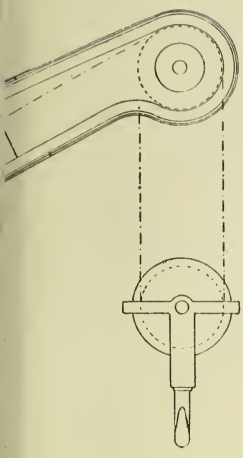
Fig. 31.



Fig



Fig



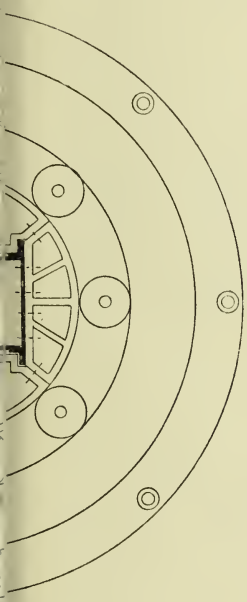


Fig. 34.

Fig. 35.

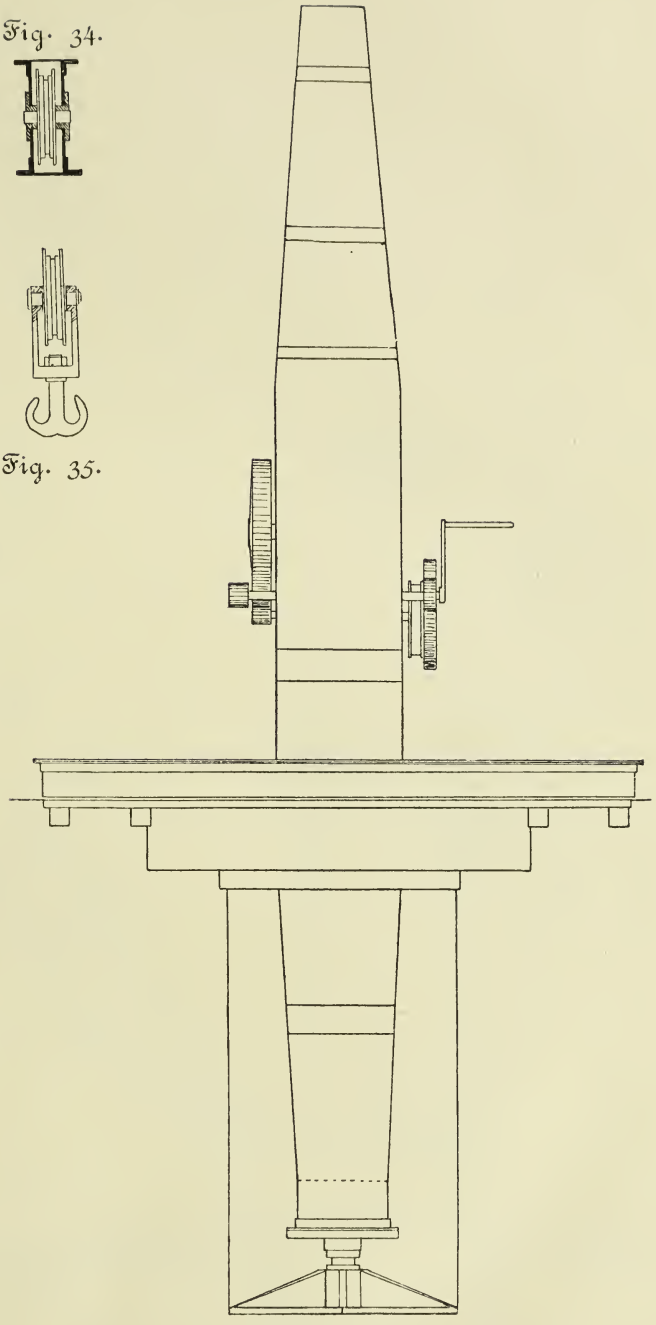


Fig. 36.

Fig. 14.

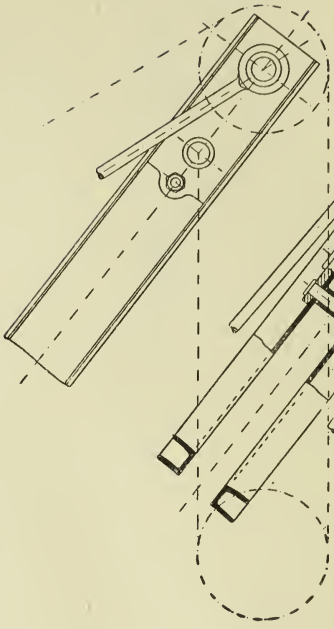


Fig. 15.

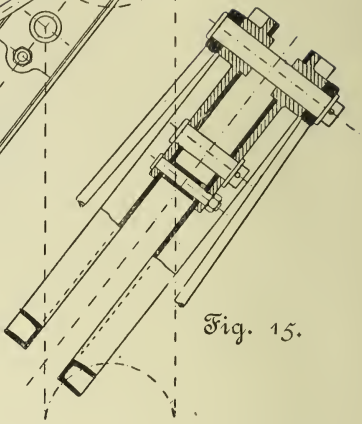


Fig. 13.

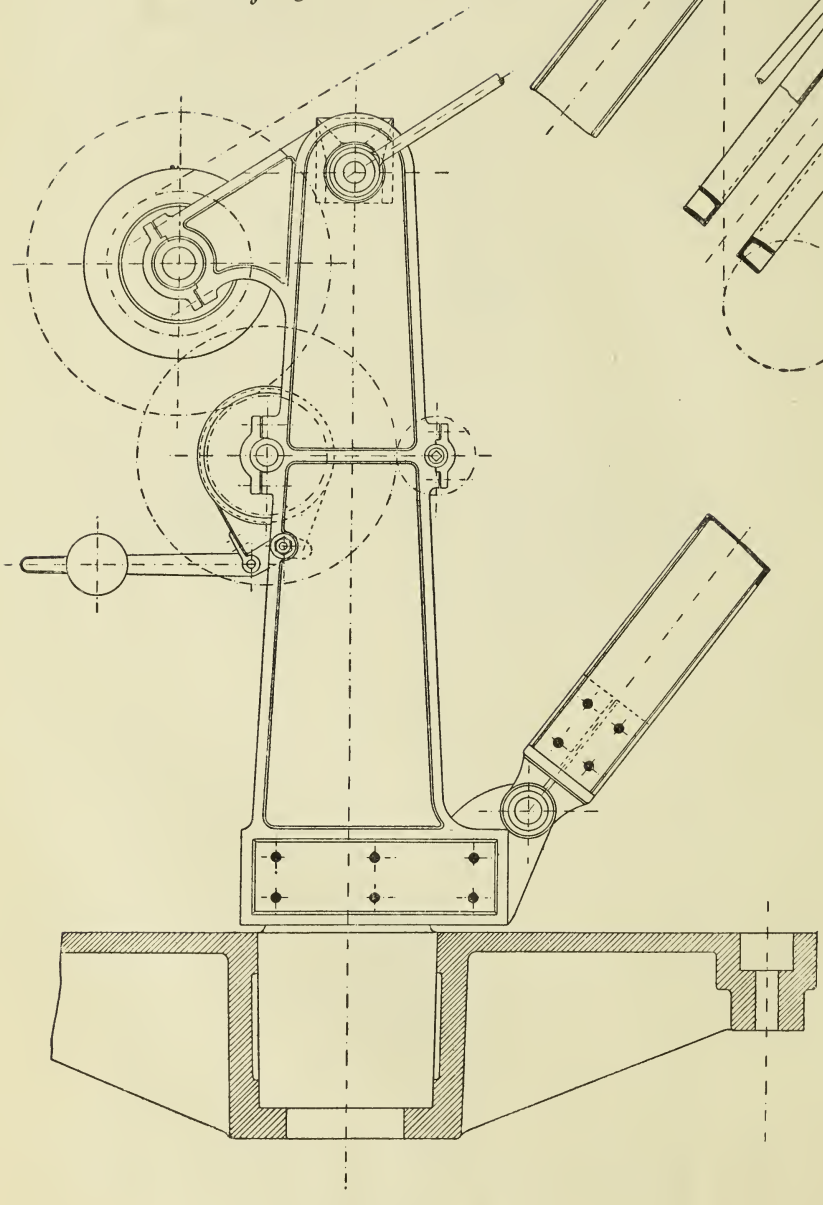


Fig. 16.

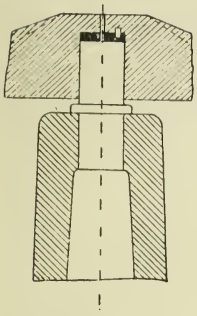


Fig. 19.

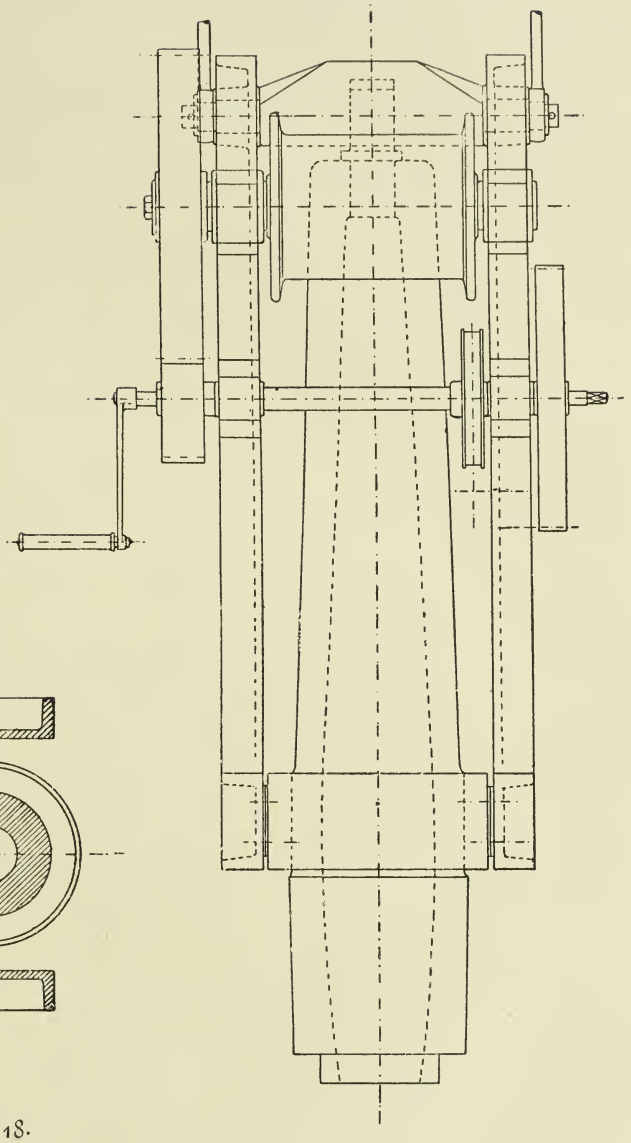


Fig. 17.

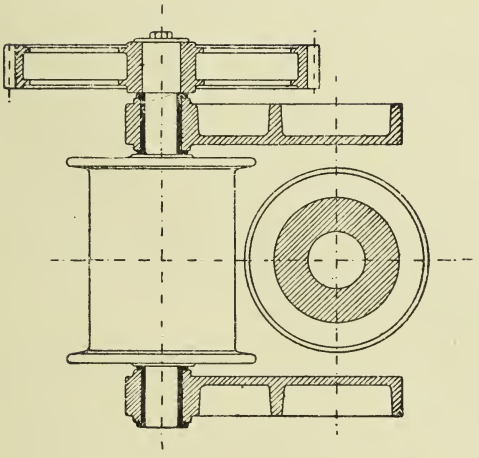
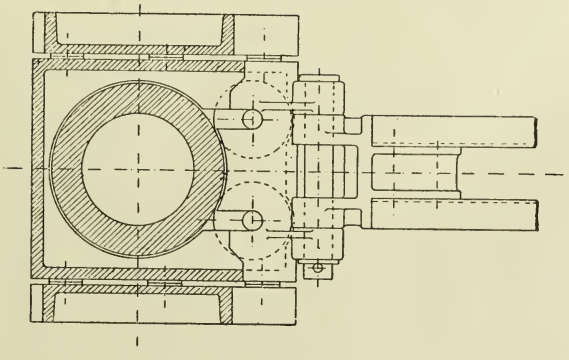


Fig. 18.



Bei **Laufrollenlagern** tritt außer der rollenden auch noch die Zapfenreibung auf, und es ist das zum Drehen nötige Moment

$$P \cdot R_o = \frac{P_1}{\cos \alpha} \cdot \frac{R_o}{R} (f + \mu r)$$

wenn μ der Koeffizient der gleitenden Reibung am Laufrollenzapfen mit dem Halbmesser r ist.

Man ordnet meist 6 bis 8 Rollen an und berechnet den Zapfen nach der empirischen Formel

$$d = 0{,}056 \sqrt{P_o}$$

wenn P_o der größte überhaupt auf die Rolle fallende Druck ist.

Der Halbmesser der Rolle wird etwa $R = 2\,d$, und die Höhe der Rolle so gewählt, daß auf jeden cm Höhe ein Druck von 600 bis 800 kg kommt.

Beispiel: Für den vorhin berechneten Kran ist ein Laufrollenlager zu berechnen. Es seien 6 Rollen angeordnet. Es war $R_o = 190$ mm und es ist $\alpha = 30^0$. Der Zapfendurchmesser wird $d = 0{,}056 \sqrt{P_1} = 0{,}056 \sqrt{5625} = 4{,}2$ cm. Der Rollenhalbmesser $R = 2d = 2 \cdot 4{,}2 \sim 8{,}5$ cm und die Höhe der Rollen, wenn man für jeden cm Höhe 800 kg Druck zuläßt, $h = \frac{5625}{800} = 7{,}0$ cm, Der Beitrag des Rollenlagers zu dem der Drehung des Kranes widerstehenden Moment beträgt

$$P R_o = \frac{P_1}{2 \cos \alpha} \cdot \frac{R_o}{R} (f + \mu r) = \frac{5625}{2 \cos 30^0} \cdot \frac{19}{8{,}5} (0{,}05 + 0{,}1 \cdot 2{,}1) = 1885 \text{ cm kg},$$

sodaß sich das gesamte Drehmoment auf $M_2 + M_3 + 1885 = 5150$ cm kg verringert.

Dies Moment ist so klein, daß man den Kran direkt an der Lastkette oder an einer am Haken befestigten Handkette drehen kann. Bei Kranen für größere Lasten wird trotz des Rollenlagers das zum Drehen nötige Moment so groß, daß man eine besondere Drehvorrichtung mit Zahnräder- oder Schneckenübersetzung anordnen muß; das Übersetzungsverhältnis ergibt sich für Handantrieb, wenn M_R das zum Drehen nötige Moment, M_A das von höchstens 2 Arbeitern mit je 15 kg Druck an etwa 400 mm langer Kurbel geleistete Arbeitsmoment und η den Wirkungsgrad der Drehvorrichtung bedeutet, zu

$$\varphi = \frac{M_R}{M_A \cdot \eta}.$$

Ein Beispiel zur Berechnung einer solchen Drehvorrichtung ist bei dem Fairbairnkran (siehe weiter hinten) gegeben.

Zur Berechnung der Winden der Krane hat man sich zu vergegenwärtigen, daß durch die Reibung der Kette auf den Rollen die wahre Zugkraft vor der Winde größer als die Last bei direktem Aufzug, und größer als die halbe Last ist, wenn eine lose Rolle angewandt ist. So ist für Fig. 21 die Zugkraft vor der Winde mit $K_o = 1{,}04^3 \cdot \frac{Q}{2}$ einzuführen, weil etwa 4 % der jeweiligen Zugkraft durch die Reibung einer Rolle aufgezehrt werden.

Drehkrane mit feststehender Säule. Häufiger als die vorige Anordnung, deren Nachteil das schwer zugängliche Spurlager im Fundament ist, findet man die freistehenden Krane um eine fest montierte Säule drehbar. Die Säule steckt mit ihrem Fuß fest in einer auf das Mauerwerk geschraubten oder belasteten Platte, der Dreh- und Spurzapfen ist oben auf der Säule befestigt und über diesen greift ein Querstück, an welchem die Schilde zur Verbindung mit der Strebe, sowie zur Aufnahme der Winde befestigt sind. Am Querstück befinden sich die Zapfen für die Zugstangen, die Schilde tragen unten einen frei

um die Säule passenden Ring, in dem zwei oder mehrere Rollen angebracht sind und gegen den zugleich die Strebe lastet. (Fig. 13—19.)

Einen solchen Kran für 6000 kg Höchstlast von Schmidt, Kranz u. Cie. in Nordhausen gibt Tafel 1 vollständig wieder.

Die Berechnung der Säule, Strebe und Zugstange ist genau wie beim vorigen Kran auszuführen.

Nur sind jetzt die Fundamentplatte und die Ankerschrauben zu dieser zu bestimmen.

Die Nabe erhält die Wandstärke δ nach

$$QL + Ga = \frac{2\,\delta\,h^2}{6}\,\mathfrak{S}_b$$

(siehe Fig. 20 u. 21.)

Fig. 20.

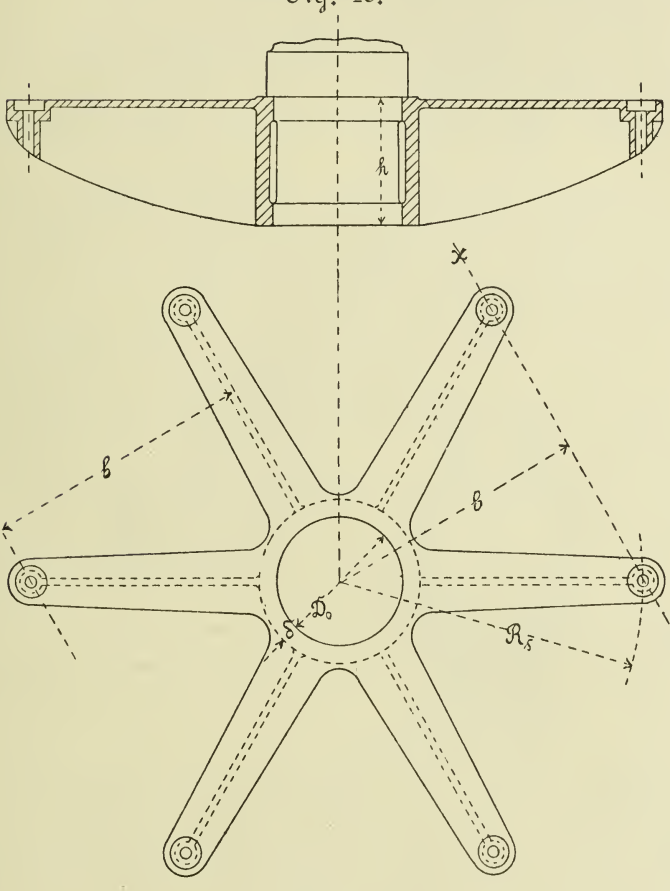


Fig. 21.

Meist bildet man die Fundamentplatte als sechsarmigen Stern aus. Zur Berechnung der Ankerschrauben kann man sich vorstellen, daß der ganze Kran mit Säule um die Kante xx (Fig. 21) kippen will. Nimmt man an, daß jede der Schrauben gleich angezogen ist, so kommt, wenn man die Platte als starren Körper betrachtet, in den außenliegenden Schrauben die volle, in den beiden mittleren die halbe Zugbeanspruchung zustande. Behält man die früheren Bezeichnungen bei, bezeichnet das Gewicht der Säule und Platte zusammen mit G_4 und die Zugkraft der Ankerschrauben mit P_s, so ist

$$Q\,(L - b) + G\,(a - b) = G_2\,b + 2\frac{P_s}{2}\,b + 2\,P_s\,2\,b$$

$$P_s = \frac{Q\,(L - b) + G\,(a - b) - G_2\,b}{5\,b}$$

Jeder Arm wird durch den Schraubenzug P_s auf Biegung beansprucht. Der gefährliche Querschnitt liegt an der Nabe, das Biegemoment ist

$$M = P_s\left(b - \delta - \frac{D_o}{2}\right)$$

Für T förmigen Querschnitt der Arme nimmt man am einfachsten die Abmessungen an und rechnet nach, ob die Biegespannung nicht größer als $\mathfrak{S}_b = 300 \frac{kg}{qcm}$ wird.

Beispiel: Für einen Drehkran für Q = 4000 kg mit L = 4000 mm Ausladung, dessen Eigengewicht zu G = 2000 kg am Hebelarm a = 1000 mm angenommen werde, wird der Säulendurchmesser unten (siehe Beispiel 1) bei einem Höhlungsverhältnis $\frac{d}{D} = 0{,}8$

$$D = \sqrt[3]{\frac{(Q\,L + G\,a)\,32}{\pi \cdot 0{,}59 \cdot \mathfrak{S}_b}} = \sqrt[3]{\frac{(4000 \cdot 400 + 2000 \cdot 100) \cdot 32}{3{,}14 \cdot 0{,}59 \cdot 200}} = 53 \text{ cm}.$$

Die Zapfenlänge wählt man h = D = 53 cm.

Bildet man die Platte als sechsarmigen Stern mit 2500 mm Schraubenkreisdurchmesser aus, so ist nach Fig. 12 b = 125 · sin 60° = 125 · 0,866 = 110 cm. Nimmt man das Gewicht der Säule und Platte zu 1000 kg an, so ist

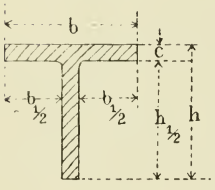
$$P_s = \frac{Q(L-b) + G(a-b) - G_2\,b}{5\,b} = \frac{4000\,(400-110) + 2000\,(100-110) - 1000 \cdot 110}{5 \cdot 110}$$

$$P_s = 2320 \text{ kg}$$

was einem Gewindedurchmesser von 1½" englisch entspricht. Die Nabenwandstärke wird für $\mathfrak{S}_b$ = 300 kg/qcm.

$$\delta = \frac{(Q\,L + G\,a)\,6}{2\,h^2\,\mathfrak{S}_b} = \frac{(4000 \cdot 400 + 2000 \cdot 100)\,6}{2 \cdot 53^2 \cdot 300} = 6{,}42 \sim 6{,}5 \text{ cm}$$

Fig. 22.



also das Biegemoment für einen Arm

$$P_s\left(b - \delta - \frac{Do}{2}\right) = 2320\left(110 - 6{,}5 - \frac{53}{2}\right) \sim 179\,000 \text{ cm kg}$$

Wählt man nach Fig. 22 die Armhöhe zu h = 30 cm, die Breite b = 30 cm, die Wandstärken zu 2,5 cm, so ist das Widerstandsmoment dieser Fläche

$$W = \frac{1}{6}\left(bh^2 - b_1 h_1{}^2 - \frac{4\,b\,h\,b_1\,h_1\,(h-h_1)^2}{b\,h^2 - b_1\,h_1{}^2}\right) = 762 \text{ cm}^3$$

und es wird

$$179\,000 = 762\,\mathfrak{S}_b$$

$$\mathfrak{S}_b = 235 \frac{kg}{qcm}$$

sodaß man die Abmessungen wohl beibehalten kann.

Der Mauerklotz berechnet sich wie in Beisp. 1, nur ist es diesmal ein voller Körper.

Fairbairnkrane.

Bei diesen werden Ausleger und Zugstange oder sogar Ausleger, Zugstange und Säule durch ein einziges, in Blech oder Gitterfachwerk ausgeführtes Stück ersetzt.

Auch hier kann sich der Blechträger über eine feststehende Säule stülpen, oder das ganze Gestell dreht sich in einem Hals- und einem Spurlager im Schacht des Fundamentes. Die Mittellinie besitzt die Krümmung einer Parabel oder eines Kreisbogen oder eines stumpfen Winkels mit abgerundetem Scheitel. Ein Beispiel zu letzterer Form bietet der nebenstehende Fairbairnschachtkran*) (Fig. 23 bis 28). Wird ein Gitterträger angewandt, so sind die Spannungen in den einzelnen Stücken graphisch, oder nach der Ritterschen Methode zu berechnen.

Hier sollen nur die hohlen Blechträger mit rechteckigem Querschnitt, und auch diese nur für kleinere Lasten, Berücksichtigung finden. Für

*) Riedler, Skizzen.

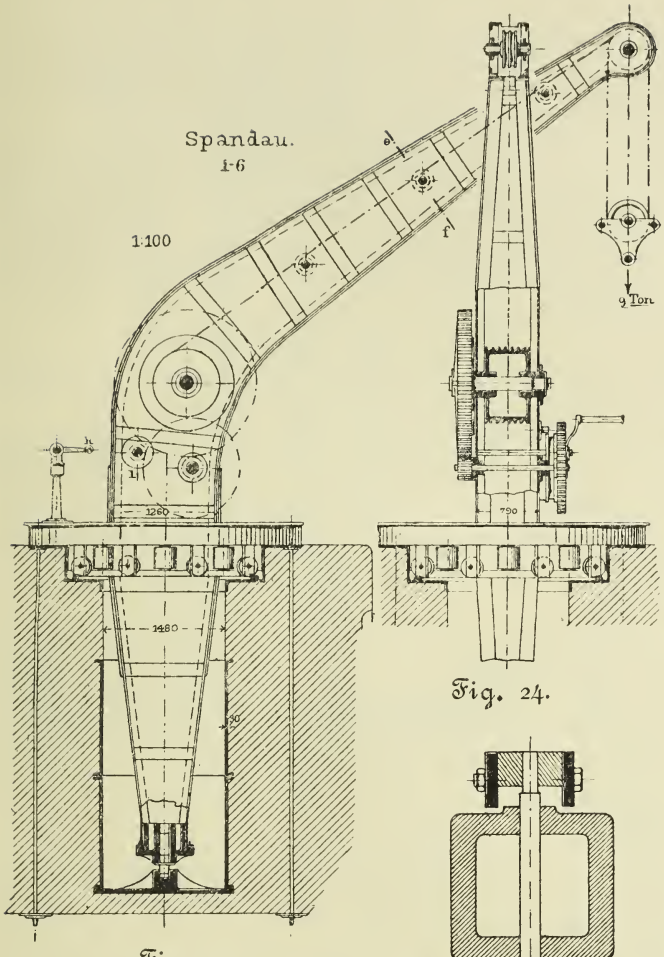


Fig. 23.

Fig. 24.

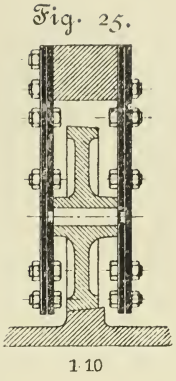


Fig. 25.

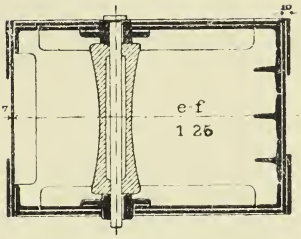


Fig. 26.

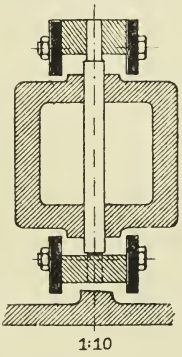


Fig. 27.

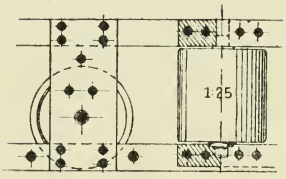


Fig. 28.

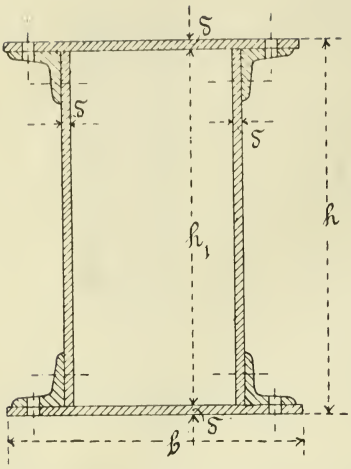
diese wählt man die Höhe des Querschnitts zu 1/6 bis 1/8 der Ausladung, das Eigengewicht beträgt etwa $G = \frac{Q}{3}$ bis $\frac{Q}{2}$ und der Angriffspunkt des Eigengewichtes liegt ungefähr in der Entfernung $a = \frac{L}{5}$ bis $\frac{L}{6}$ von der vertikalen Schwenkachse. Die Blechdicke betrage 8 bis höchstens 12 mm.

Das Widerstandsmoment für den in Fig. 29 gezeichneten Querschnitt ergibt sich, wenn man mit b_1 das Maß $b-2\,\delta$ bezeichnet und wenn man die Winkeleisen, aber auch die Nietung vernachlässigt, was allerdings nur annähernd gelten kann:

$$W = \frac{b\,h^3 - b_1\,h_1{}^3}{6\,h}$$

Die äußeren Beanspruchungen ergeben sich, wie folgt: Für den Querschnitt am Halslager beträgt das äußere Biegemoment

Fig. 29.



$$M_B = Q\,L + G\,a$$

und es ist ferner eine Druckbeanspruchung von oben her durch die Last Q und das Eigengewicht G des oberen Blechträgers vorhanden.

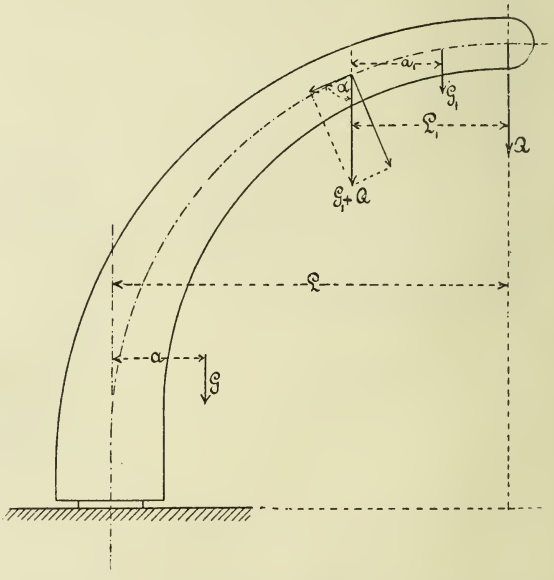
Für einen beliebigen Querschnitt (siehe Fig. 30), in der Entfernung L_1 vom Auslegerkopf gilt, wenn G_1 das Gewicht des überstehenden Trägerstückes und a_1 der Abstand des Schwerpunktes des letzteren von der Schnittstelle ist, für das Biegemoment der Wert:

$$G_1\,a_1 + Q\,L_1 = W\,\mathfrak{S}_b$$

und der Querschnitt hat außerdem die Druckbelastung $(Q + G_1)\cos\alpha$ zu tragen.

Zunächst berechnet man den **Querschnitt am Halslager** und zwar, um schwierige Rechnungen zu vermeiden, so, daß man die Höhe h und die Blechdicke δ annimmt und die für eine normale Spannung im Querschnitt erforderliche Breite bestimmt.

Fig. 30.



Die Biege- und Druckspannungen sollen für gutes Flußeisen zusammen bis etwa 750 $\frac{kg}{qcm}$, höchstens 1000 $\frac{kg}{qcm}$ betragen.

Die Druckspannungen treten gewöhnlich gegen die viel größeren Biegespannungen zurück.

Bei den Blechschachtkranen ist der Halszapfen durch ein Gußstück gebildet, welches sich direkt an den Querschnitt anschließt, wie Fig. 32 zeigt, bei den Kranen mit fester Säule werden die Laufrollen in einem unten in den Blechträger geschobenen Rahmen angeordnet. (Fig. 38 und 39.*)

Am freien Ende wird die Stärke des Kranträgers halb so groß als am gefährlichen Querschnitt. Die Blechstärke bleibt durchweg unverändert. Man gibt der Seitenansicht eine möglichst gefällige Form und rechnet dann, indem man die Maße aus der Zeichnung entnimmt, für eine Reihe von Querschnitten nach, ob die zulässige Inanspruchnahme auf die Flächeneinheit gewahrt bleibt.

Die Stöße der Bleche sind zu verlaschen und an allen Stellen, wo Einzelkräfte die Stege oder Gurtungen belasten, sind Versteifungen aus ⊤ oder Winkeleisen nötig, die sich, wenn der Innenraum noch zugänglich ist, als viereckige Rahmen dem Kastenquerschnitt innen anschmiegen.

In den Figuren 31 und 37 ist die Befestigung des Spurzapfens angedeutet.

*) Skizzen von A. Riedler.

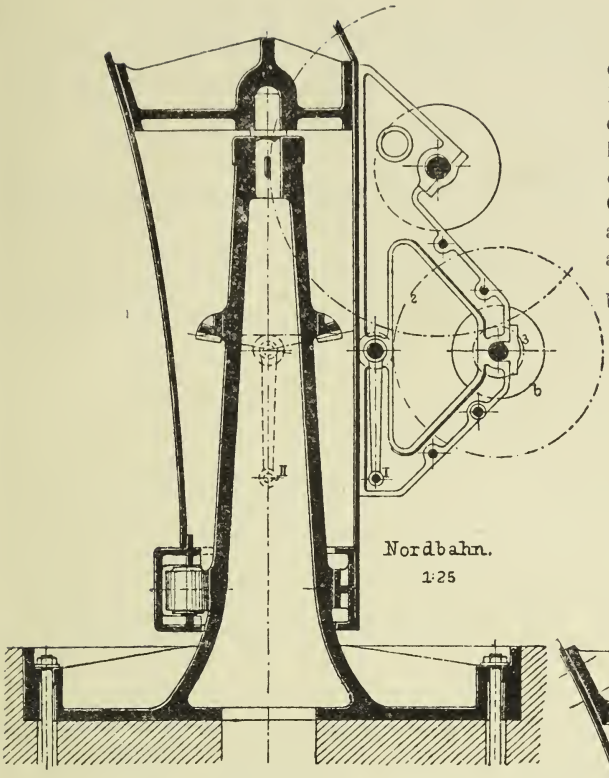


Fig. 38.

Beispiel: Der in Figur 31 bis 35 dargestellte Kran für Q = 7500 kg Nutzlast und L = 5000 mm Ausladung erhalte eine Höhe des Querschnittes von h = 800 mm und eine Blechdicke von δ = 10 mm. Das Eigengewicht sei zu G = 3500 kg und der Schwerpunktsabstand zu a = 1000 mm von der Drehachse angenommen. Die Biegespannung betrage $\mathfrak{S}_b = 600 \frac{kg}{qcm}$.

Es gilt $Q\,L + G\,a = \frac{b\,h^3 - b_1\,h_1^3}{6\,h} \cdot \mathfrak{S}_b$

$$7500 \cdot 500 + 3500 \cdot 100 = \frac{b \cdot 80^3 - (b-2)\,78^3}{6 \cdot 80} \cdot 600$$

und daraus b = 62,5 cm ∾ 650 mm, die für denselben Querschnitt gültige Druckspannung ist unter Vernachlässigung der Winkeleisen:

$$Q + G = 2\,\delta\,(b + h_1)\,\mathfrak{S}_d$$

$$\mathfrak{S}_d = \frac{7500 + 3500}{2 \cdot 1\,(65 + 78)} = 38{,}5 \frac{kg}{qcm}$$

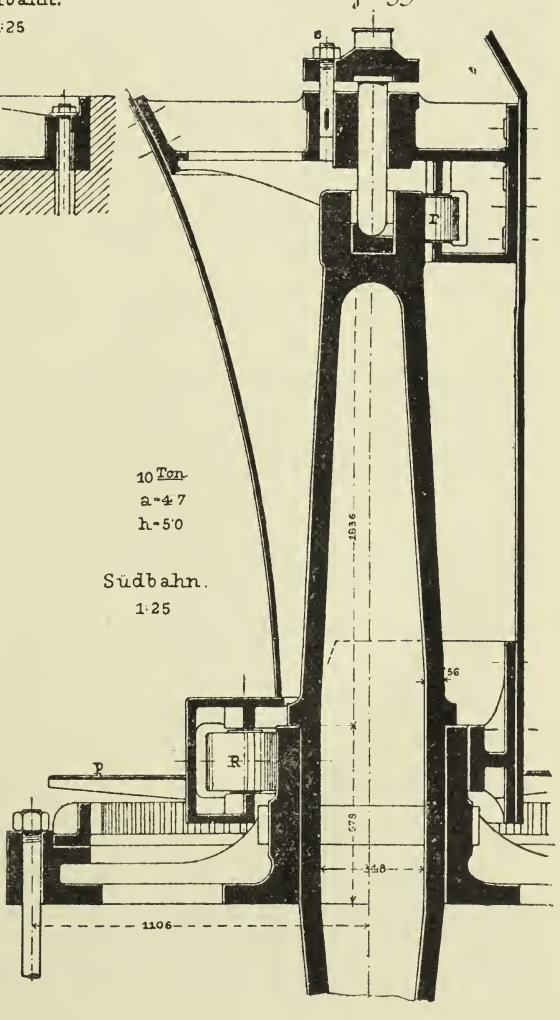
sodaß die zulässige Spannung von 600 $\frac{kg}{qcm}$, da b aufgerundet wurde, fast gar nicht überschritten wird.

Für eine Reihe weiterer Querschnitte wie z. B. Fig. 33, entnimmt man, wie oben gesagt, die Abmessungen und die Hebelarme, sowie den Winkel α nach der Fig. 30 aus der Zeichnung und berechnet die Spannung.

In Fig. 31 und 32 ist das Rollenlager und die Drehvorrichtung angegeben. Es sind 8 in einem durch Rollen gestützten Kranz untergebrachte Wälzrollen angeordnet.

Das die Rollenbahn bildende Gußstück erhalte D_o = 1360 mm äußeren Durchmesser. Die Lagerreaktion beträgt,

Fig. 39.



wenn der untere Schaft h = 2500 mm lang wird:

$$P_1 = \frac{Q\,L + G\,a}{h} = \frac{7500 \cdot 500 + 3500 \cdot 100}{250} = 16400 \text{ kg}$$

sodaß der Rollendurchmesser wird

$$2R = 0{,}056 \sqrt{16400} = 29 \text{ cm}$$

Drehvorrichtung.

Nach der früher gegebenen Formel ist das zum Drehen des Kranes im Rollenlager nötige Moment

$$M_1 = \frac{P_1}{\cos \vartheta} \cdot \frac{R_0}{R} \cdot f = \frac{16400}{\cos 22^0 30'} \cdot 68 \cdot 0{,}05 = 2080 \text{ kg cm.}$$

Der Spurzapfen ergibt sich, wenn er aus Stahl mit 1000 $\frac{kg}{qcm}$ Biegungsspannung und dem Längenverhältnis $\frac{l}{d} = 1{,}5$ gewählt wird, zu

$$16400 \cdot \frac{1{,}5\,d}{2} = \frac{\pi}{32} d^3 \cdot \mathfrak{S}_b$$

$$d = 11{,}1 \backsim 11{,}5 \text{ cm}^*)$$

und die Reibungsmomente am Spurzapfen sind bei $\mu = 0{,}1$ seitlich $M_2 = 16400 \cdot \mu \cdot r. = 16400 \cdot 0{,}1 \cdot 5{,}75 = 9450$ cm kg, auf der Spurplatte $M_3 = (Q + G)\,\mu\,\frac{2}{3}\,r = 11000 \cdot 0{,}1 \cdot \frac{2}{3} \cdot 5{,}75 = 4210$ cm kg, sodaß ein Gesamtreibungsmoment von 15740 cm kg zustande kommt. Es sollen zwei Arbeiter mit je 12 kg an 400 mm langer Kurbel das Drehen bewerkstelligen.

Beträgt der Wirkungsgrad $\eta = 0{,}8$, so ergibt sich ein Gesamtübersetzungsverhältnis von

$$\varphi = \frac{15740}{2 \cdot 12 \cdot 40 \cdot 0{,}8} = 20{,}4$$

Auf die Lagerplatte schraubt man einen aus 4 bis 6 Stücken zusammengesetzten Zahnkranz. Wählt man den Halbmesser zu $R_1 = 1300$ mm, so ist der Zahndruck $P = \frac{15740}{130} = 121$ kg und die Teilung wird

$$t_1 = 2{,}74 \sqrt{\frac{P}{\frac{b}{t}}} = 2{,}74 \sqrt{\frac{121}{2}} = 2{,}13 \text{ cm}$$

In Rücksicht auf die Ausführung wählt man $t_1 = 1\,\pi$ und es ergibt sich eine Zähnezahl

$$Z = \frac{2\,R_1\,\pi}{t_1} = \frac{2 \cdot 130 \cdot 3{,}14}{1 \cdot 3{,}14} = 260$$

Gibt man dem eingreifenden Rad 25 Zähne, also

$$r_1 = \frac{25 \cdot 1\,\pi}{2\,\pi} = 12{,}5 \text{ cm,}$$

so beträgt die erste Übersetzung 10,5 und für das Kegelräderpaar ergibt sich eine Übersetzung von $\backsim 2$; gibt man dem kleineren Rad 26, dem größeren 52 Zähne, so wird die Teilung

$$t_2 = 4{,}73 \sqrt[3]{\frac{M}{Z \cdot \frac{b}{t} \cdot \mathfrak{S}_b}} = 4{,}73 \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 12 \cdot 40}{26 \cdot 2 \cdot 250}} = 2{,}0 \backsim 0{,}7\,\pi$$

also der Halbmesser des kleinen Rades

$$r_2 = \frac{26 \cdot 0{,}7\,\pi}{2\,\pi} = 9{,}1 \text{ cm}$$

und derjenige des größeren Rades

$$R_2 = \frac{52 \cdot 0{,}7\,\pi}{2\,\pi} = 18{,}2 \text{ cm.}$$

Magazin- oder Wandkrane. Die Säule dieser Krane ist oben und unten gelagert, die Strebe ist wieder durch Zugstangen gehalten, welche für kleine Lasten meist unterhalb des Rollenkopfes angreifen.

*) Der dann bei voller Belastung entstehende Flächendruck von 104 $\frac{kg}{qcm}$ erscheint eben noch zulässig.

Die Bestimmung der Spannungen in den Hauptteilen geschieht graphisch oder mit Hülfe von Momentengleichungen. Für letztere entnimmt man die Hebelarme am einfachsten aus der Zeichnung.

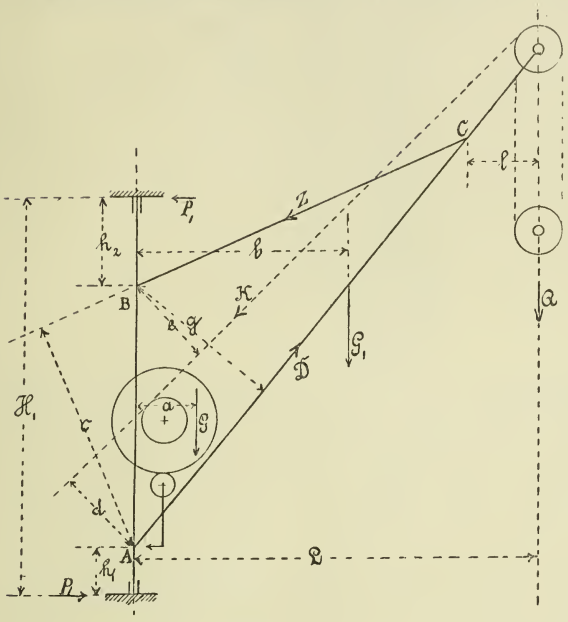


Fig. 40.

Säule. Zur Berechnung der Säule ergeben sich die Lagerreaktionen nach Fig. 40 zu

$$P_1 = \frac{QL + Ga}{H_1}$$

Die gefährlichen Querschnitte liegen dann bei A und B und die Biegemomente sind $P_1 h_1$ bezw. $P_1 h_2$.

Der untere Teil der Säule ist außerdem durch $Q + G$ auf Druck beansprucht und es darf die aus Biegungs- und Druckbelastung resultierende Spannung das für die jeweiligen Materialien zulässige Maß nicht überschreiten.

Zugstangen. Man denke sich Kette und Zugstangen durchschnitten und, um eine Drehung der rechten Seite um Punkt A zu vermeiden, die Kräfte K und Z angebracht. Das Eigengewicht der Zugstangen, Strebe, Rollen, Kette und Haken sei mit G_1 am Hebelarm b eingeführt. Dann ist für den Gleichgewichtszustand:

$$QL + G_1 b = Z c + K d$$

$$Z = \frac{QL + G_1 b - K d}{c}$$

Strebe. Von A bis C herrscht in der Strebe eine Knickspannung. Denkt man sich diesmal Strebe und Kette durchschnitten, so gilt für B als Drehpunkt:

$$QL + G_1 b + K e = D g$$

$$D = \frac{QL + G_1 b + K e}{g}$$

Das obere Ende der Strebe ist außerdem auf Biegung beansprucht und im Querschnitt bei C ist ein Biegemoment $Q l$ vorhanden. Die Fig. 41, 42 und 43 geben drei Wandkrane nach den „Skizzen von A. Riedler“ wieder.

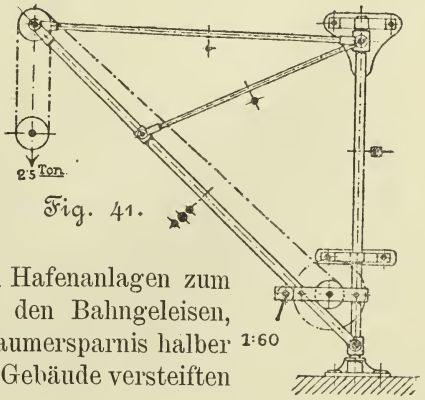


Fig. 41.

Fahrbare Drehkrane. Die Drehkrane werden, um ein rechteckiges Feld von der Breite gleich der doppelten Ausladung bestreichen zu können, auf Wagen montiert. Dabei laufen die in Bahnhöfen und Hafenanlagen zum Verladen von Stückgütern angewandten auf den Bahngeleisen, diejenigen für lange Montierwerkstätten der Raumersparnis halber auf einer Bodenschiene und zwei genügend im Gebäude versteiften Deckenbalken (Velocipedkrane).

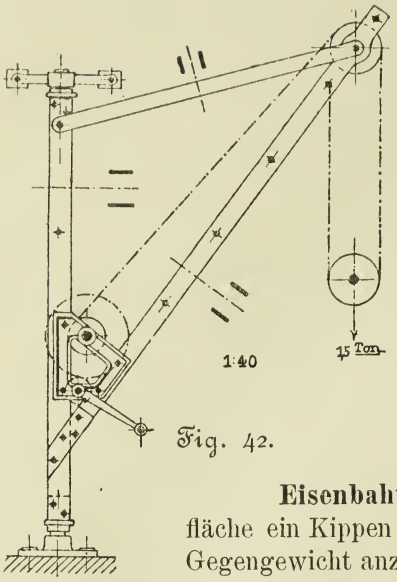


Fig. 42.

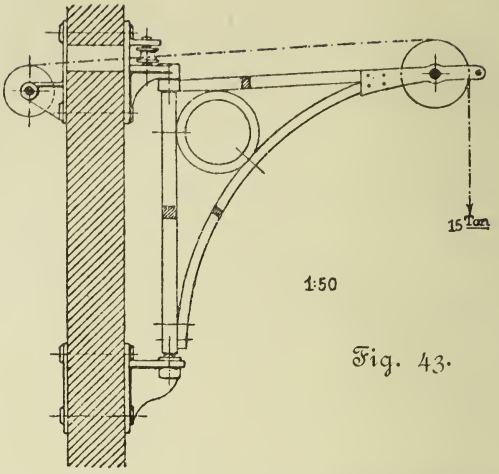


Fig. 43.

Eisenbahnkrane. Um bei der kleinen Unterstützungsfläche ein Kippen des Kranes zu vermeiden, ist ein verschiebbares Gegengewicht anzuordnen, dessen Stellung den wechselnden Lastmomenten angepaßt werden kann, und welches beim Transport ganz auf den Wagen zurückgeschoben wird. Fig. 44 zeigt einen solchen Kran (Riedler, Skizzen). Für in Züge einzustellende Krane müssen Zugstangen und Strebe mit bequem lösbaren Bolzen verbunden werden, um sie beide rasch niederlegen zu können. Bei Benutzung sind die Radachsen gegen das Wagengestell durch eingeschobene Klötze abzustützen.

Zur Erhöhung der Standsicherheit können Schienenzangen (Fig. 45) dienen, jedoch nur an solchen Stellen des Geleises, wo die Schienen eigens dazu auf besonderem Fundament verankert sind.

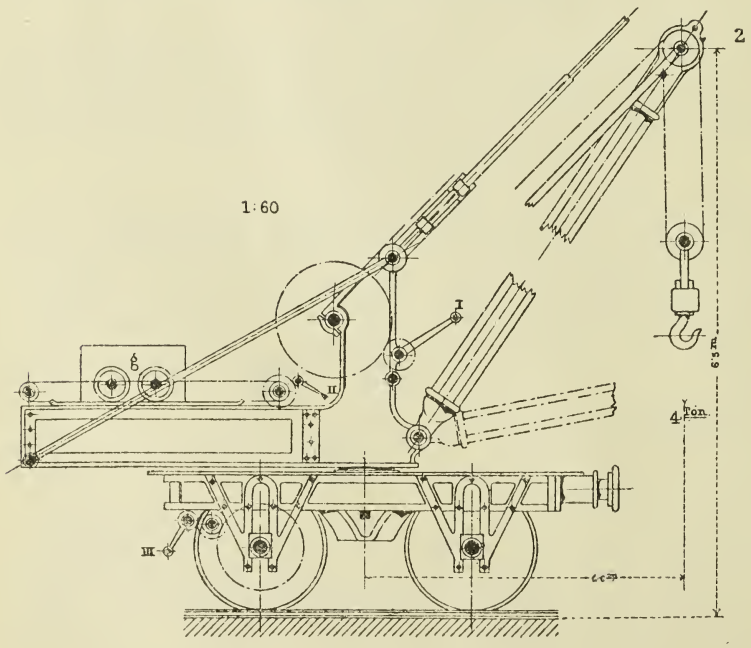


Fig. 44.

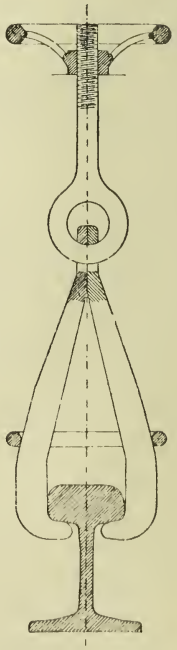


Fig. 45.

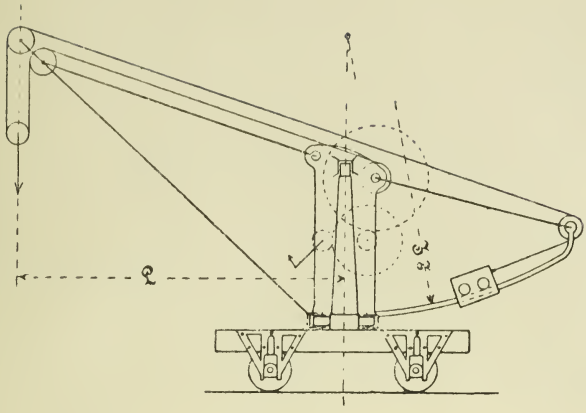


Fig. 46.

Um von der Aufmerksamkeit der Bedienungsmannschaft unabhängiger und vor Unglücksfällen durch Umkippen sicherer zu sein, ist es zweckmäßig, das Gegengewicht verstellbar anzuordnen. Jambille*) läßt das eine Ende der Lastkette, wie in Fig. 46 angedeutet, auf das Gegengewicht einwirken, das andere Trum der Lastkette geht, wie gewöhnlich, auf die Windentrommel. Je größer die angehängte Last ist, desto weiter nach außen wird das Gegengewicht auf einer gekrümmten Bahn gezogen. Die Bahnkurve für das Gegengewicht ist so gewählt, daß für jede Last die algebraische Summe der Kippmomente der Last und des Gegengewichtes gleich Null wird. Genau genug krümmt man die Bahn nach einem Kreisbogen mit dem Halbmesser 2 L (L = Ausladung), dessen Mittelpunkt in der vertikalen Drehaxe liegt.

Eine andere Lösung zeigen Fig. 47—53 auf Seite 22. Die Zugstangen greifen am kurzen Arm eines sich um den Säulenkopf drehenden Winkelhebels an, dessen langer Arm das Gegengewicht auf gekrümmter Bahn verschiebt.

Velocipedkrane. Einen solchen von Ramsbottom**) eingeführten Kran für Betrieb durch ständig laufende Seile zeigt Fig. 54 und 55. Die Vorgelegewelle für die Kranwinde und das Fahrwerk ist in der Kransäule gelagert und wird durch einen wagrechten Seillauf ständig angetrieben, der durch zwei seitlich neben der Kopfrolle A eingeschaltete Leitrollen D und D_1 die Rolle A annähernd auf ihrem halben Umfang umspannt. Lastwinde und Fahrwerk sind mit Schneckentriebwerk versehen

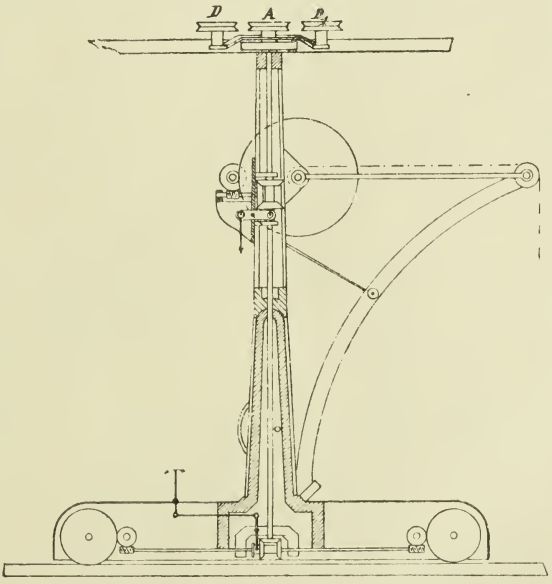


Fig. 54.

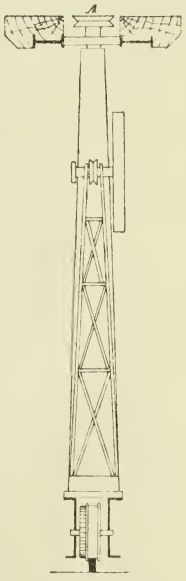


Fig. 55.

*) Ad. Ernst, Hebezeuge.
**) Ad. Ernst, Hebezeuge.

Fahrbarer Waggon Drehkrahn.

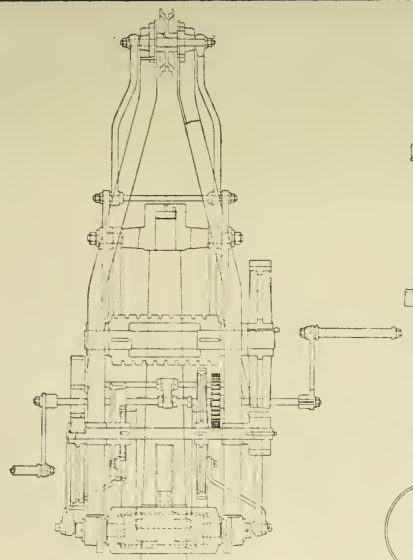


Fig. 47.

Fig. 51.

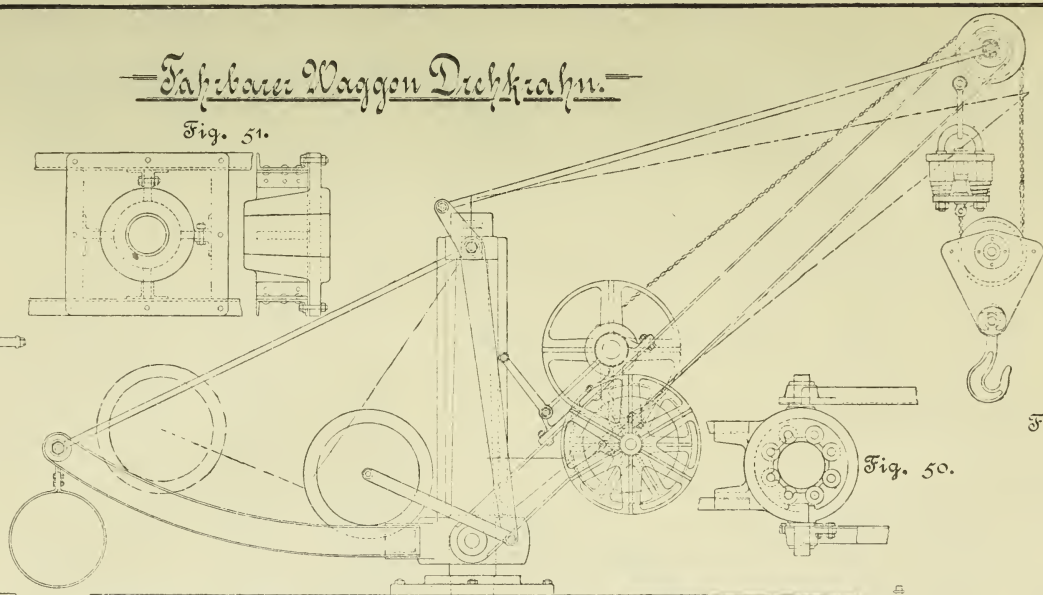


Fig. 48.

Fig. 50.

Fig. 49.

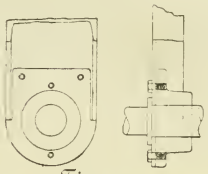


Fig. 52.

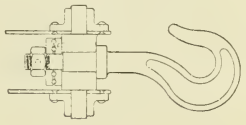


Fig. 53.

Tragkraft 4500 kg.

Ausladung 3 m.

und werden durch Wendegetriebe mit glatten Reibungskegeln vor- oder rückwärts von der senkrechten Antriebsspindel in Tätigkeit gesetzt. Einen Velocipedkran mit elektrischem Antrieb durch einen Gleichstrommotor mit Wendegetrieben für Lastheben und -Senken und -Fahren gibt Fig. 56, 57 und 58 auf Seite 24 und 25. Die Fig. 59, 60, 61 auf Seite 27 zeigen das Wendegetriebe von Gebr. Scholten, Duisburg, veröffentlicht von Eberle in der Z. d. V. D. J. 1898 S. 4.

Krane mit veränderlicher Ausladung.

Gießereikrane. Die Veränderung der Ausladung wird erzielt, indem man die Last an einem Wagen mit vier Rädern, der Laufkatze, aufhängt, welche auf dem horizontalen Ausleger hin- und herläuft. Die Lastkette ist am Ende dieses Auslegers befestigt und läuft über zwei in der Katze feststehende Führungsrollen und eine oder mehrere lose Rollen unter dieser hinweg nach der Winde.

Die Laufkatze wird durch Ketten oder Zahnstange auf die gewünschte Ausladung eingestellt. Das Geleise für die Lastwagen ist durch flache Schienen auf dem horizontalen Ausleger gebildet. Ausleger, Säule und Strebe werden für kleine und mittlere Lasten aus zwei Stück ⊐| oder Doppel ⊤ Eisen für große Lasten aus genieteten Blechträgern gebildet.

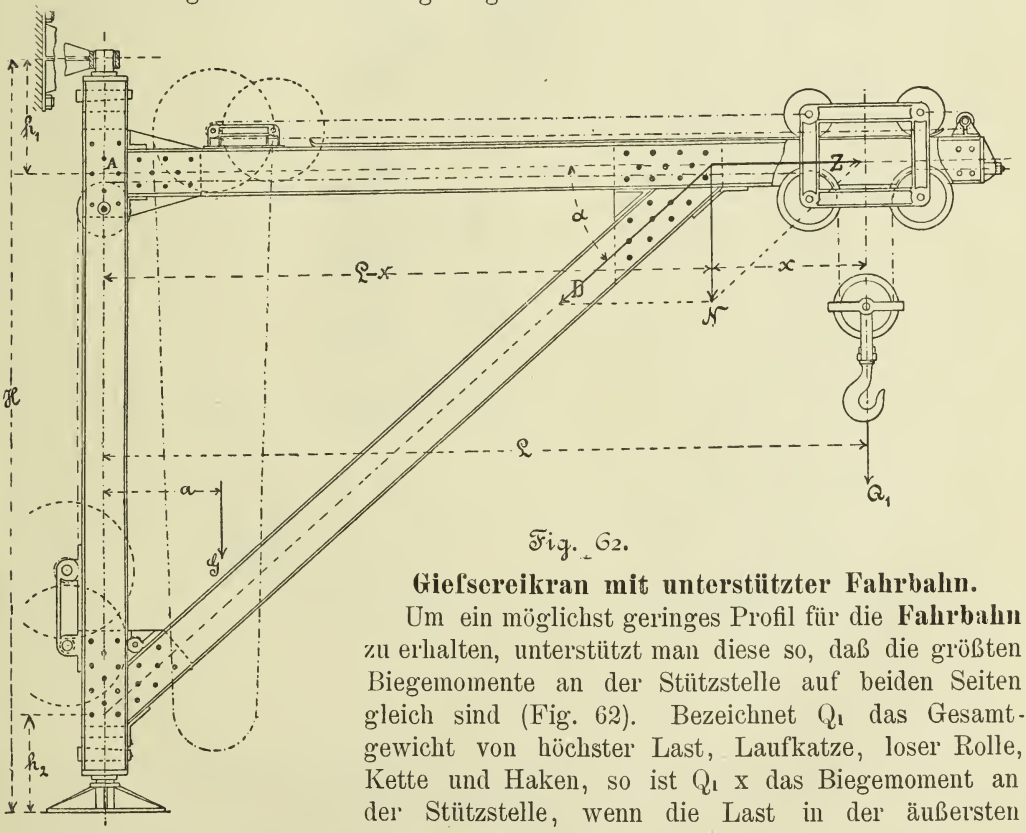


Fig. 62.

Giefsereikran mit unterstützter Fahrbahn.

Um ein möglichst geringes Profil für die **Fahrbahn** zu erhalten, unterstützt man diese so, daß die größten Biegemomente an der Stützstelle auf beiden Seiten gleich sind (Fig. 62). Bezeichnet Q_1 das Gesamtgewicht von höchster Last, Laufkatze, loser Rolle, Kette und Haken, so ist $Q_1 x$ das Biegemoment an der Stützstelle, wenn die Last in der äußersten Stellung sich befindet und $Q_1 \left(\frac{L - x}{4}\right)$, wenn sie in der Mitte zwischen Säule und Stützpunkt steht. Setzt man beide Momente gleich, so wird

$$Q_1 x = Q_1 \frac{L - x}{4}$$

Fig. 56.

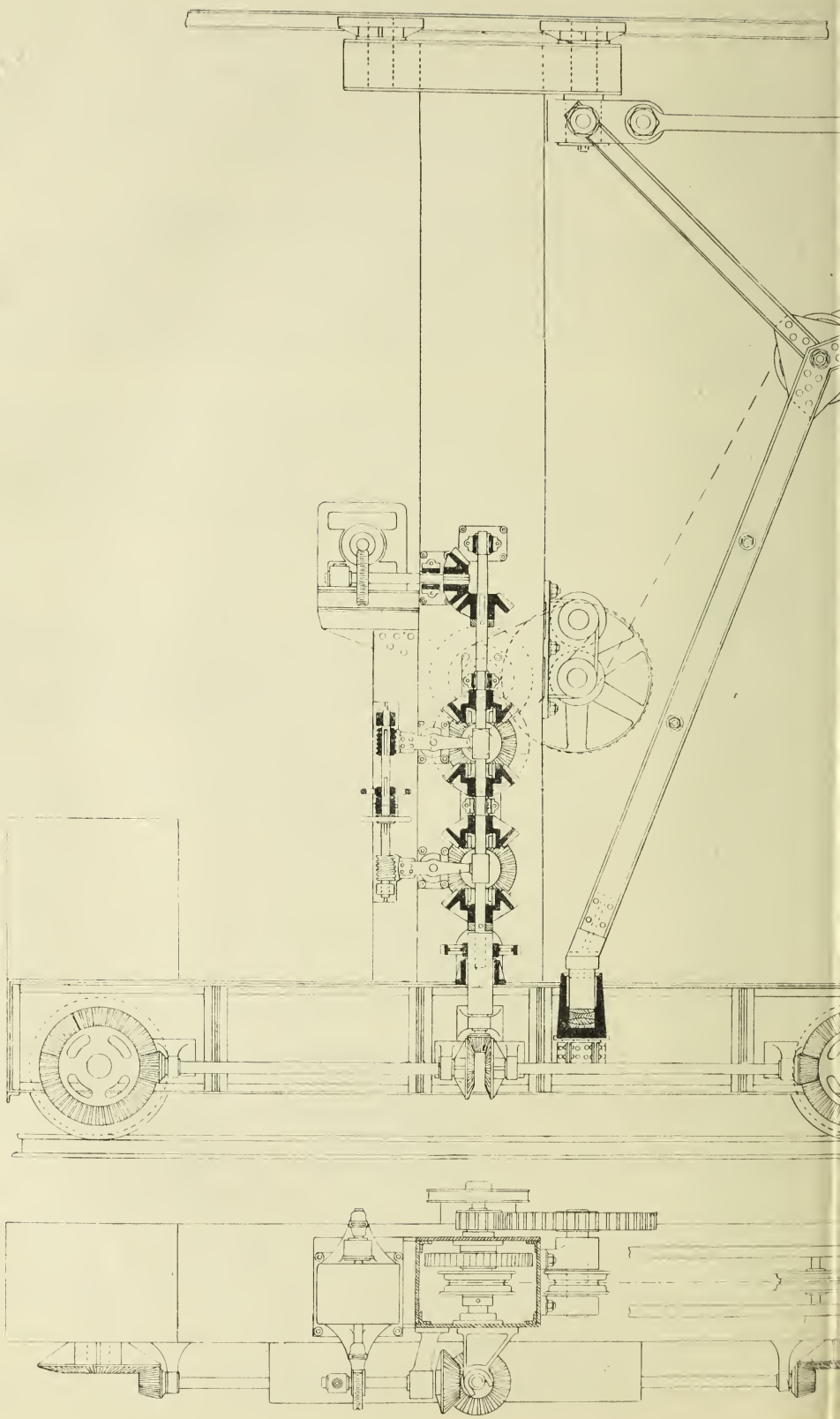


Fig. 58.

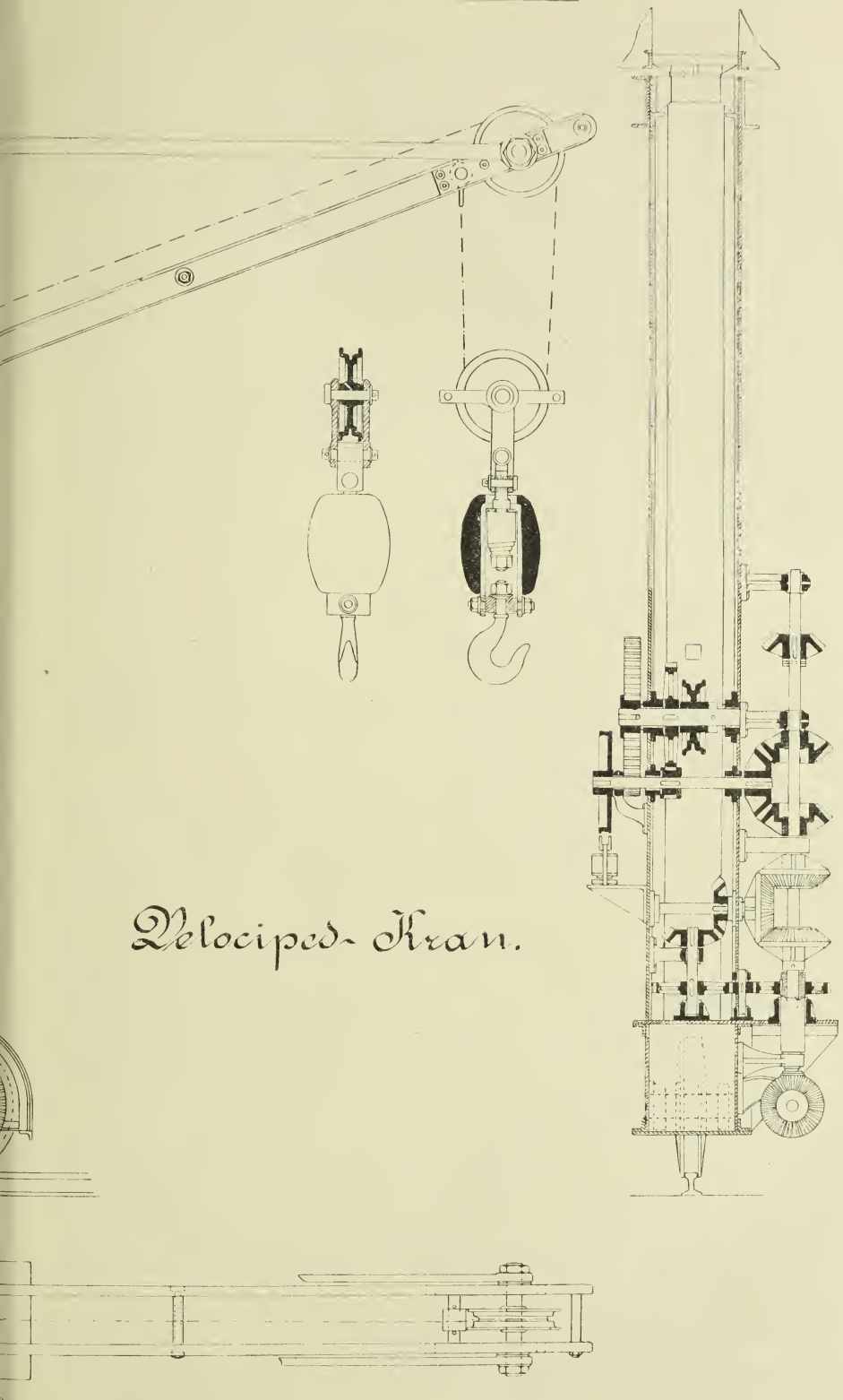


Fig. 57.

Velociped-Kran.

$$x = \frac{L - x}{4} \text{ oder } x = \frac{L}{5}.$$

Häufig wird die Fahrbahn aber weiter rückwärts gestützt. Die Fahrbahn muß dann stärker werden, da $Q \cdot x$ größer wird, aber der Raum unter derselben ist freier.

Nach dem im Unterstützungspunkt herrschenden größten Biegemoment ist die Fahrbahn zu berechnen aus $Q_1 \, x = Q_1 \left(\frac{L - x}{4}\right) = W. \, \mathfrak{S}_b$.

Steht die Laufkatze am äußersten Ende, so wird die Strecke $L - x$ der Fahrbahn auf Zug beansprucht durch die Kraft $Z = N \operatorname{tg} \alpha = \frac{Q L}{L - x} \cdot \operatorname{tg} \alpha$

Die **Strebe** zur Unterstützung der Fahrbahn wird durch eine Kraft $D = \frac{N}{\sin \alpha}$ auf Zerknicken beansprucht. Die Kraft N findet sich, wenn man sich die Fahrbahn um Punkt A drehbar denkt, aus der Momentengleichung für diesen Punkt:

$$Q L = N (L - x)$$

$$\text{also } N = \frac{Q L}{L - x},$$

und der Winkel α aus

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{H - h_1 - h}{L - x}$$

Die Strebe besteht wieder aus zwei Profileisen und jedes derselben ist zu berechnen nach

$$m D = \frac{\pi^2 \, JE}{l^2}$$

Dabei setzt man $m = 5$ bis 10 und beobachtet, daß für J das kleinste Trägheitsmoment des betreffenden Querschnittes gesetzt werden muß.

Die **Säule** wird durch den horizontalen Zapfendruck auf Biegung beansprucht, und es ist wieder

$$P_1 = \frac{Q L + G a}{H}$$

also sind die Biegemomente für die gefährlichen Querschnitte $P_1 \, h_1$ bezw. $P_1 \, h$.

Die Trägheits- und Widerstandsmomente für die Profileisen werden am einfachsten und genausten den Tabellen entnommen. Der bequemen Verbindung der einzelnen Stücke wegen wählt man bei allen kleineren Ausführungen für Säule, Strebe und Fahrbahn ein und dasselbe Profil.

⊏ Eisen werden an der Zusammenfügungsstelle mit genügend großen Knotenblechen und Winkeln, Doppel ⊤ Träger mit Winkeln so verbunden, daß immer Stege und Gurtungen nebeneinander feststehen. Die Anzahl der jeweils erforderlichen Niete wird aus den in dem betreffenden Knotenpunkt herrschenden Kräften bestimmt, nachdem der Nietdurchmesser der Blechstärke entsprechend angenommen wurde. Zapfen, Spurlagerplatte und Anker der lezteren berechnet man, wie bei Beispiel 1 angegeben, für den Zapfendruck P_1.

Das Gußstück für die Verbindung des oberen und unteren Zapfens mit dem ⊏ Eisen der Säule geben Fig. 4 und 5, Tafel 2. Das Gußstück zur Aufnahme des äußeren Lastkettenendes, welches die halbe Last aufzunehmen hat,

Schnitt AB.

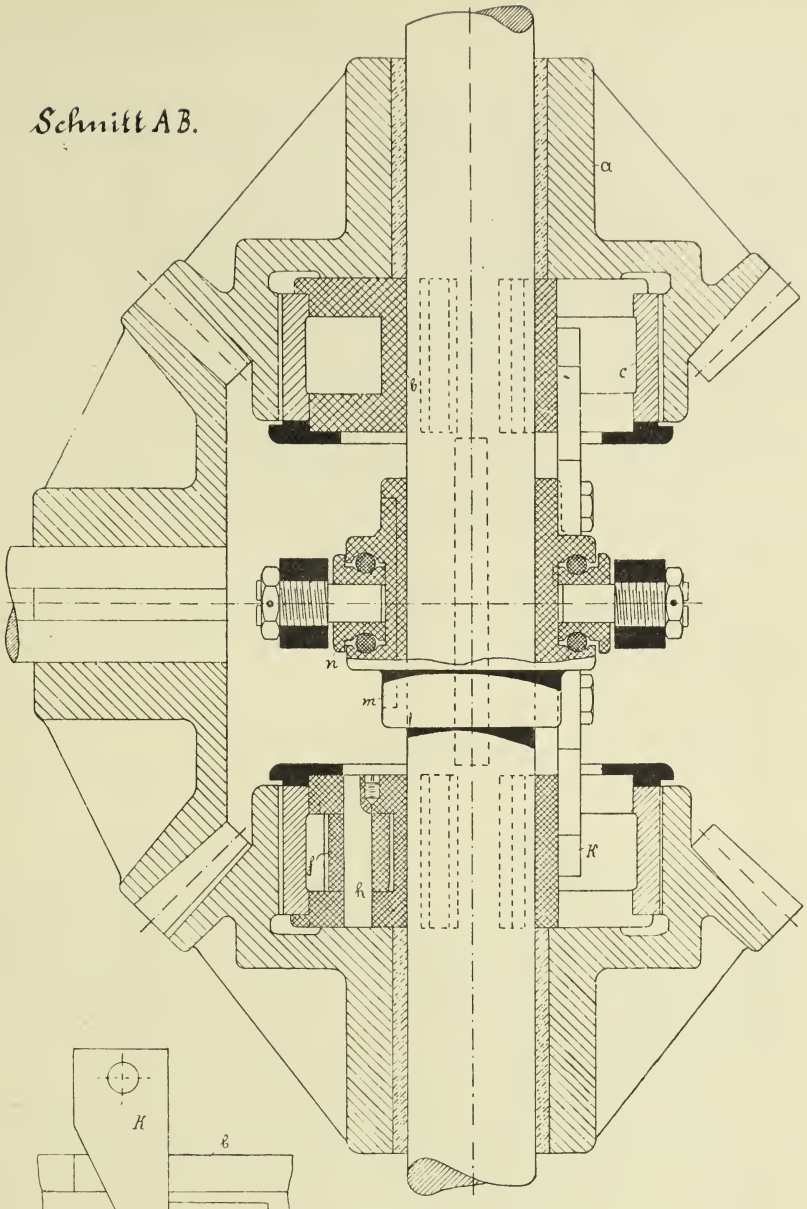


Fig 59.

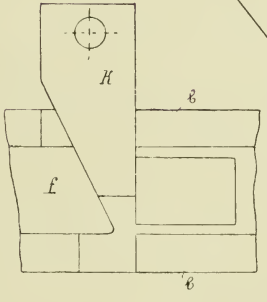
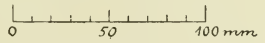


Fig. 60.



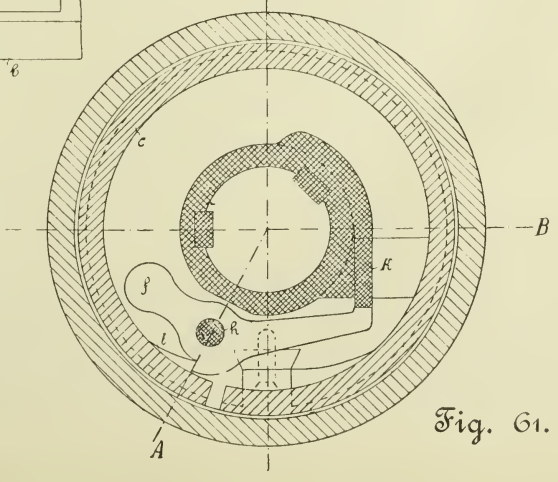


Fig. 61.

wenn eine lose Rolle unter der Katze angeordnet ist, und in dem außerdem die Achse der vorderen Führungsrolle für die Kette zur Fortbewegung der Laufkatze gelagert ist, zeigt Tafel 2, Fig. 6.

Tafel 2, Fig. 1 und 2 zeigt das Gerüst für einen Gießereidrehkran für eine Höchstlast von 2000 kg der Duisburger Maschinenfabrik J. Jaeger. Die Fahrbahn ist hinten gestützt und vorne noch durch eine Zugstange gehalten. Bei dieser Konstruktion kann die Säule, da keine großen Biegemomente mehr auf sie wirken, mit verhältnismäßig geringem Querschnitt (es ist dort nur ein ⊏ Eisen 160 × 65 vorhanden) ausgeführt werden.

Tafel 2, Fig. 3 zeigt einen freistehenden Gießereidrehkran der Duisburger Maschinenfabrik J. Jaeger für eine Höchstlast von 3000 kg.

Das Gerüst dreht sich um eine feststehende Säule. Um Platz unter der Fahrbahn zu gewinnen, ist die Strebe geknickt und selbst wieder verstrebt ausgeführt.

Die Laufkatze dieser Gießereikrane ist ein Wagen mit 4 Rädern. Auf den Radachsen selbst, oder besser noch unterhalb derselben auf besonderen durch den Wagenrahmen gehaltenen Achsen, befinden sich die Kettenrollen zur Führung der Lastkette.

Die Gesamtlast Q_l verteilt sich auf die vier Laufräder, sodaß man den Durchmesser der Laufradzapfen findet aus:

$$\frac{Q_l}{4}\,\frac{l}{2} = \frac{\pi}{32}\,d^3\,\mathfrak{S}_b$$

worin man die Zapfenlänge wieder $l = 1{,}5\ d$ annimmt.

Der Raddurchmesser wird 5 bis 7 mal so groß als der Zapfendurchmesser gewählt. Wie aus der Gleichung für die zum Verfahren der Katze nötige Kraft hervorgeht, wäre es vorteilhaft, den Laufraddurchmesser möglichst groß zu nehmen. Der vorhandene Raum und besonders auch die Kosten setzen hier eine gewisse Grenze.

Der Halbmesser der losen und der Führungsrolle wird etwa 10 δ, wobei δ die Ketteneisenstärke.

Widerstand beim horizontalen Verschieben der Last. Bei Fortbewegung der Katze samt daran hängender Last ist nun einmal die rollende und die Zapfenreibung, dann aber auch der beim Abwickeln der Ketten auf den zwei festen und der losen Rolle entstehende Reibungswiderstand zu überwinden. Es sei P die zum Fortziehen der Katze nötige Kraft, R der Halbmesser der Laufräder, r der Halbmesser der Laufradzapfen, μ der Koeffizient der gleitenden Reibung, f der Koeffizient der rollenden Reibung, so ist zur Überwindung der Radreibung allein ein Moment

$$P\,R = Q_l\,f + Q_l\,\mu\,r,$$

also ein horizontaler Zug am Rahmen

$$P = \frac{Q_l\,(f + \mu r)}{R}$$

nötig.

Die ferner noch zu überwindende Differenz der Kettenspannungen ergibt sich wie folgt: Beim Bewegen einer auf Zug belasteten Kette über eine Führungsrolle ist erfahrungsmäßig eine Zugkraft nötig, welche um etwa 4 Prozent größer ist, als die zu bewegende Last, weil Kettensteifigkeit,

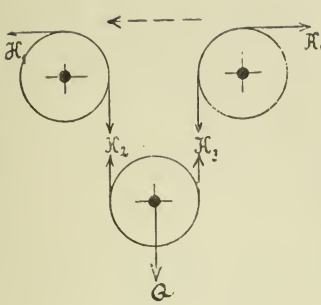


Fig. 63.

sowie Umfangs- und Zapfenreibung an der Rolle hemmend auftreten.

Es sei nach Fig. 63 eine Bewegung der Katze nach links hin eingeleitet, dann wird bei in derselben Höhe schwebender Last von links nach rechts hin von einem Trum zum andern die Kette eine um jedesmal 4 Prozent erhöhte Spannung erfahren.

Denkt man sich die beiden Kettenenden, welche die lose Rolle tragen, durchschnitten, so wären zwei Kräfte K_2 und K_3 zum Halten der Last Q anzubringen. Da aber

$$Q = K_2 + K_3$$

$K_3 : K_2 = 1{,}04 : 1$, so ist

$$K_3 = 1{,}04\ K_2$$

$$Q = K_2 + 1{,}04\ K_2$$

$$K_2 = \frac{Q}{2{,}04} \text{ und } K_3 = \frac{Q \cdot 1{,}04}{2{,}04}$$

Analog wird:

$$K_2 : K_1 = 1{,}04 : 1$$

$$K_1 = \frac{K_2}{1{,}04} = \frac{Q}{2{,}04 \cdot 1{,}04} = 0{,}47\ Q$$

$$K_4 : K_3 = 1{,}04 : 1$$

$$K_4 = 1{,}04\ K_3 = \frac{Q \cdot 1{,}04}{2{,}04} \cdot 1{,}04 = 0{,}53\ Q$$

und also die Differenz der Kettenspannungen

$$K_4 - K_1 = 0{,}56\ Q - 0{,}47\ Q = 0{,}06\ Q$$

Bemerkung: Diese Differenz der Kettenspannungen kann beim Lastheben unter Umständen eine unbeabsichtigte Verschiebung der Katze hervorbringen. Deswegen ist an dem Gießereikran auf Tafel 3 zur Festhaltung der Katze in ihrer augenblicklichen Stellung eine Fallklinke angeordnet, welche erst gehoben werden muß, wenn die Ausladung geändert werden soll. Diese Tafel 3 zeigt einen Gießereidrehkran von Zobel, Neubert & Co. in Schmalkalden mit feststehender Säule. Auf stoßfreies Anheben der Last ist hier besonders Wert gelegt.

Insgesamt ist also zur Bewegung der Katze auf horizontaler Fahrbahn eine Zugkraft nötig:

$$P = \frac{Q_1}{R}(f + u\ r) + 0{,}06\ Q$$

Der Mechanismus zur Fortbewegung der Laufkatze ist seltener ein auf der Laufradachse sitzendes, durch Handkettenrad bewegtes Zahnrad, welches in eine auf der Fahrbahn liegende Zahnstange eingreift.

Zumeist wird die Katze durch eine Kette gezogen, die von der Katze nach dem vorderen Ende des Auslegers, daselbst über eine Führungsrolle und zurück über eine Kettennuß nach der Katze geleitet wird. Die Zugkette muß dann eine kalibrierte Gliederkette oder eine Galle'sche Gelenkkette sein. Liegen die Führungsrollen für die Lastkette auf den Laufradachsen selbst, so sind zwei Stück Zugketten, je eine seitlich der Führungsrolle, anzuordnen. Um ungleiche Spannungen der Ketten und excentrischen Zug zu vermeiden, greifen die Ketten-

enden dann an einem am Wagengestell nach Art des Ortscheites der gewöhnlichen Wagen angehängten gleicharmigen Hebel an. Aus der Zugkraft P und dem Halbmesser der Kettennuß ergibt sich dann das Lastmoment für die Bewegungsvorrichtung.

Wird eine gewöhnliche Gliederkette angewendet, so ist für die englische Kette die Baulänge $l = 2{,}6\ \delta$, für die deutsche $l = 3{,}5\ \delta$, die lichte Weite für beide Ausführungen $b = 1{,}5\ \delta$, wenn δ die Ketteneisenstärke.

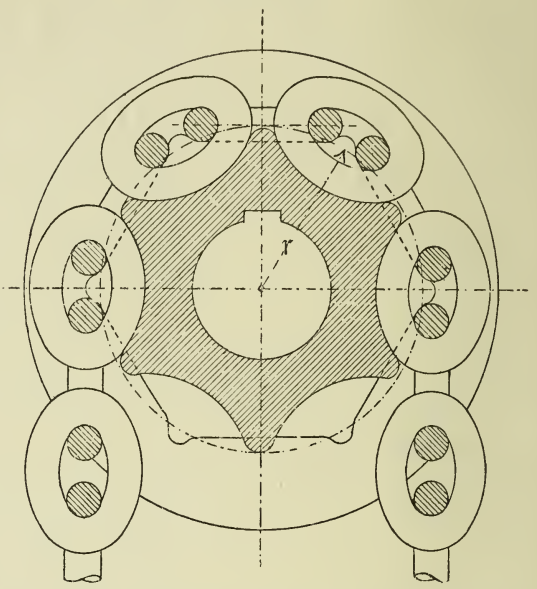
Der Kettennußhalbmesser für eine Gliederkette ist, wenn die Anzahl der Zähne Z beträgt (Fig. 64)

$$r = \frac{l}{2}\ \mathrm{ctg}\left(\frac{90^0}{Z}\right) - \frac{\delta}{2}\ \mathrm{tg}\left(\frac{90^0}{Z}\right)$$

Für eine Galle'sche Kette von Z Zähnen is der Halbmesser:

$$R = \frac{l}{2 \sin\left(\frac{180^0}{Z}\right)}$$ (siehe Fig. 64a.)

Fig. 64.



Beispiel: Berechnung des in Fig. 62 skizzierten Gießereikranes mit unterstützter Fahrbahn für Q = 5000 kg Höchstlast, L = 5000 mm Ausladung und 4000 mm Abstand der Fahrbahnoberkante vom Fußboden. Die Lastkette sei eine kalibrierte englische Gliederkette, welche über eine Kettennuß mit 6 Zähnen gewunden wird; die Katzenverschiebung erfolge durch eine Galle'sche Gelenkkette von Zobel, Neubert & Co., Schmalkalden. Für das Gestell werde ⌐ Eisen benutzt.

Das Eisengewicht sei G = 3000 kg und der Schwerpunkt sei in der Entfernung a = 1500 mm von der Drehachse angenommen.

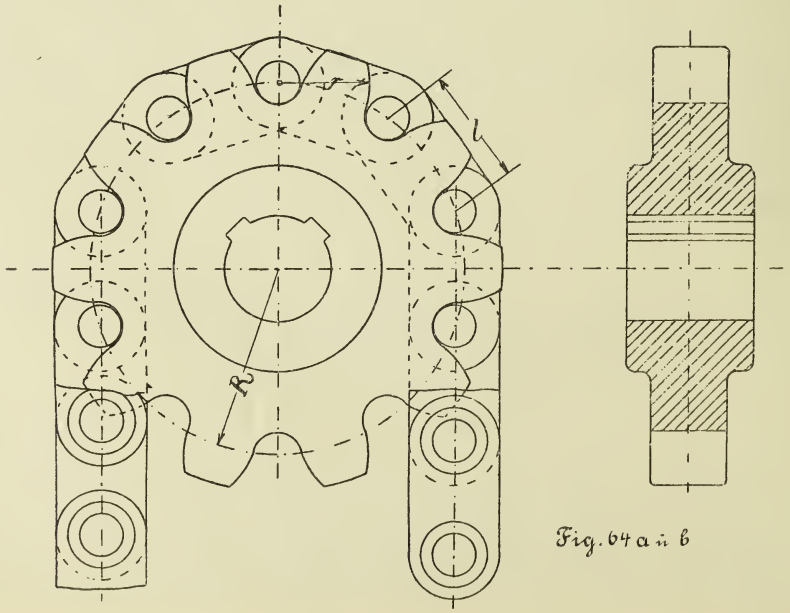


Fig. 64a u. b

Lagerreaktionen:

$$P_1 = \frac{Q\,L + Ga}{H} = \frac{5000 \cdot 500 + 3000 \cdot 150}{475} = 6200 \text{ kg}$$

Säule. Das größte Biegemoment ist

$$P_1\,h_2 = 6200 \cdot 75 = 465\,000 \text{ kgcm}$$

Da zwei Stück ⌶ Eisen nebeneinander liegen, so ist für $\mathfrak{S}_b = 500 \frac{\text{kg}}{\text{qcm}}$

$$465\,000 = 2\,W \cdot \mathfrak{S}_b = 2\,W \cdot 500$$

$$W = \frac{465\,000}{2 \cdot 500} = 465 \text{ cm}^3$$

wofür Profil Nr. 30 mit $W = 538 \text{ cm}^4$ *) passend erscheint.

Der untere Teil der Säule ist auf Druck durch $Q + G = 5000 + 3000 = 8000$ kg beansprucht. Der Querschnitt ist $2 \cdot 58{,}8 = 117$ qcm, so daß die Spannung auf der Druckseite um $\mathfrak{S}_d = \frac{8000}{117} = 68 \frac{\text{kg}}{\text{qcm}}$ erhöht wird, was noch zulässig erscheint.

Fahrbahn. Für den gefährlichen Querschnitt an der Unterstützungsstelle gilt, wenn das Gewicht von Laufkatze, Haken, Rollen und Kette zu 500 kg geschätzt wird:

$$Q_1 \cdot x = 2\,W\,\mathfrak{S}_b$$

$$W = \frac{5900 \cdot \frac{500}{5}}{2 \cdot 500} = 550 \text{ cm}^3$$

sodaß auch hier Profil Nr. 30 mit $W = 538 \text{ cm}^3$ eben noch ausreichen mag.

Als Geleise für die Räder der Laufkatze mögen versenkt aufgenietete Flacheisen vom Querschnitt 25 × 50 mm dienen.

Strebe. Die Länge der Strebe ist

$$l = \sqrt{400^2 + 350^2} \sim 530 \text{ cm}$$

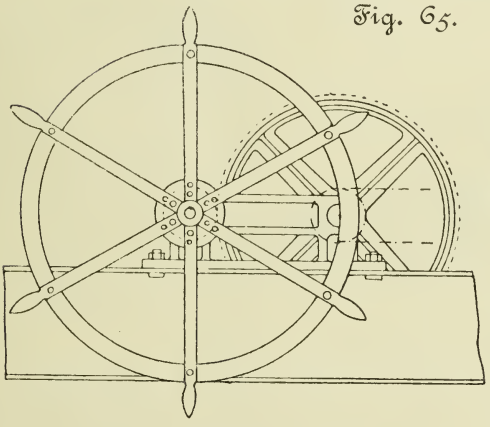
$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{H - H_1 - h_3}{L - x} = \frac{475 - 75 - 50}{500 - 100} = 0{,}875$$

$$\alpha = 41^0\,10'$$

Der Druck in der Strebe wird

$$D = \frac{N}{\sin \alpha} = \frac{Q_1\,L}{(L - x)\sin \alpha} = \frac{5500 \cdot 500}{(500 - 100)\sin 41^0\,10'} = 10\,450 \text{ kg}$$

Fig. 65.



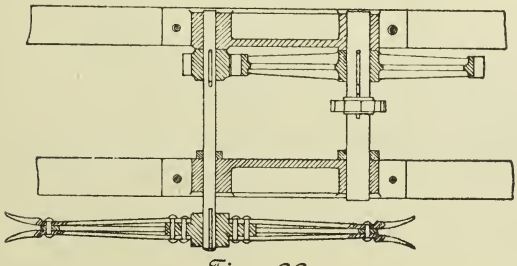


Fig. 66.

Für fünffache Sicherheit ist

$$m\,\frac{D}{2} = \frac{\pi^2\,J\,E}{l^2}, \text{ also}$$

$$J = \frac{m\,D \cdot l^2}{\pi^2\,E \cdot 2} = \frac{5 \cdot 10450 \cdot 280900}{3{,}14^2 \cdot 2\,000\,000} = 365 \text{ cm}^4$$

sodaß Profil Nr. 26 mit dem kleinsten Trägheitsmoment $J = 365 \text{ cm}^4$ genügen würde. Man wählt für Säule, Fahrbahn und Strebe durchweg Profil 30.

Laufkatze. Die Radzapfen werden für $\mathfrak{S}_b = 500 \frac{\text{kg}}{\text{qcm}}$ und $\frac{l}{d} = 1{,}5$

$$\frac{Q_1 \cdot 1{,}5\,d}{4 \cdot 2} = \frac{\pi}{32}\,d^3\,\mathfrak{S}_b$$

$$d = \sqrt{\frac{Q_1 \cdot 1{,}5 \cdot 32}{4 \cdot 2 \cdot 3{,}14 \cdot 500}} = 4{,}55 \sim 5 \text{ cm}$$

Der Laufraddurchmesser wird $D = 6\,d = 300$ mm. Die Kraft zum Verschieben der Katze ist:

$$P = \frac{Q_1}{R}(f + \mu r) + 0{,}06\,Q = \frac{5500}{15}(0{,}05 + 0{,}1.2{,}5) + 0{,}06 \cdot 5000 \sim 400 \text{ kg}$$

Nach den Tabellen der *„Hütte“* würde eine Zobel'sche Treibkette mit $l = 40$ mm Baulänge und 2 Stück 4 mm dicken und 30 mm hohen Platten bei 20 mm Bolzendicke passend sein.

*) Siehe die Profileisentabellen *„Hütte“* u. s. w

Läßt man z = 10 Zähne des treibenden Kettenrades zu, so ist

$$r = \frac{l}{2 \sin\left(\frac{180^0}{z}\right)} = \frac{l}{2 \sin 18^0} = 6{,}47 \text{ cm}$$

Will man, wie in Fig. 65 und 66, eine Stirnradübersetzung anordnen, so kann das kleine Stirnrad durch eine Handkette von etwa 8 mm Ketteneisenstärke angetrieben werden, welche über ein Haspelrad von 400 mm Halbmesser gelegt wird

Bei einem Wirkungsgrad $\gamma = 0{,}8$ und einem Kettenzug von 12 kg wird das Übersetzungsverhältnis

$$\varphi = \frac{400 \cdot 6{,}47}{12 \cdot 40 \cdot 0{,}8} \sim 7$$

Erhält das kleine Rad z = 14 Zähne, so wird für $\mathfrak{S}_b = 200 \frac{kg}{qcm}$ und ein Breitenverhältnis $\frac{b}{d} = 2$ die Teilung.

$$t = 4{,}73 \sqrt[3]{\frac{M}{z \frac{b}{t} \mathfrak{S}_b}} = 4{,}73 \sqrt[3]{\frac{12 \cdot 400}{14 \cdot 2 \cdot 200}} = 2{,}1 \text{ cm} \sim 0{,}7\,\pi.$$

Der Halbmesser des kleinen Rades

$$r = \frac{z\,t}{2\,\pi} = \frac{14 \cdot 0{,}7\,\pi}{2\,\pi} = 4{,}9 \text{ cm}$$

Der Halbmesser des großen Rades mit $Z = 14 \cdot 7 = 98$ Zähnen

$$R = \frac{98 \cdot 0{,}7\,\pi}{2\,\pi} = 34{,}3 \text{ cm}$$

Kommt es eher auf ruhige Einstellung der Last an, wie bei Montierkranen, als auf rasche Bewegung, wie etwa in der Gießerei, so könnte man auf die Kettennußwelle ein Schneckenrad setzen und die eingreifende Schnecke auf eine vertikal abwärts hängende Stange aufkeilen. Der Antrieb der Stange erfolgt dann durch horizontal liegendes Handrad.

Fig. 67.

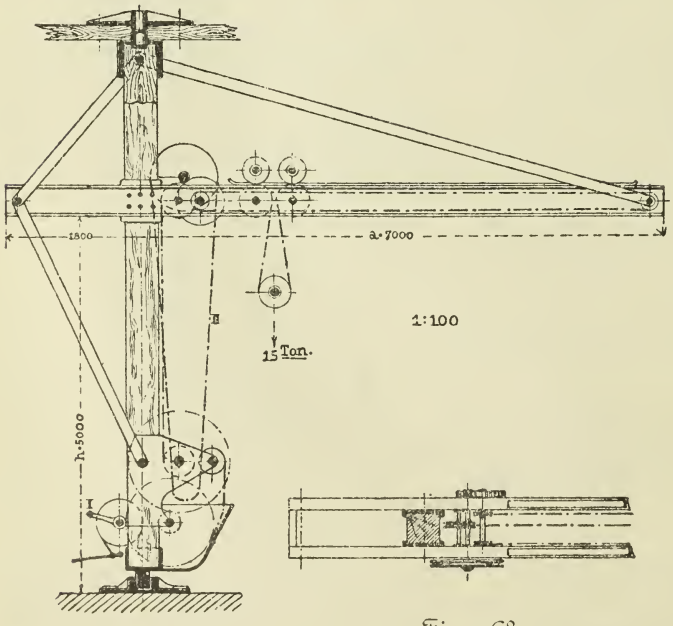


Fig. 68.

Gießereikran mit hängender Fahrbahn. Der in Fig. 67 und 68*) dargestellte Kran hat den Vorzug, daß unter der Fahrbahn der Raum für die Bewegung der Last vollständig frei bleibt, doch eignet sich die Konstruktion vorzugsweise für kleinere Lasten.

Die Säule ist aus Holz, Hohlguß oder durch Zusammennieten mehrerer Profileisen, die Stangen I, III und IV (Fig. 69), welche doppelt liegen, aus Flacheisen, allenfalls auch Rundeisen, gebildet.

*) Riedler, Skizzen.

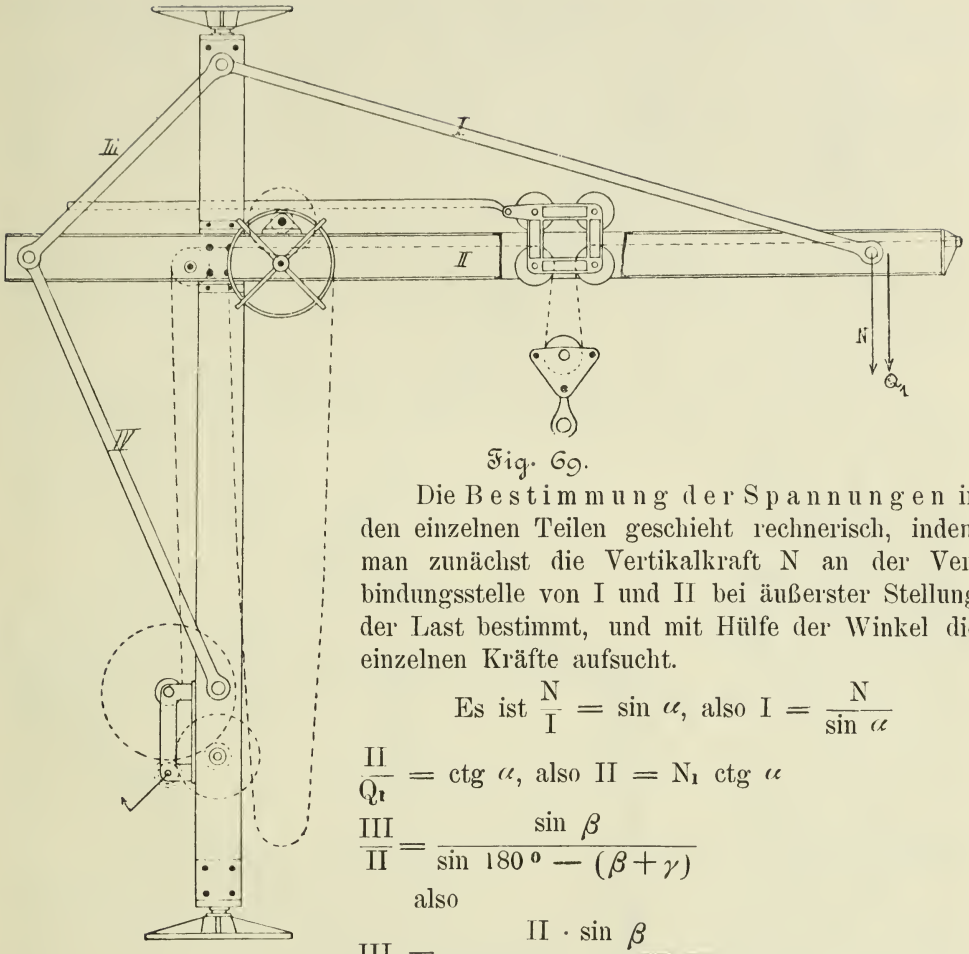


Fig. 69.

Die Bestimmung der Spannungen in den einzelnen Teilen geschieht rechnerisch, indem man zunächst die Vertikalkraft N an der Verbindungsstelle von I und II bei äußerster Stellung der Last bestimmt, und mit Hülfe der Winkel die einzelnen Kräfte aufsucht.

$$\text{Es ist } \frac{N}{I} = \sin\alpha, \text{ also } I = \frac{N}{\sin\alpha}$$

$$\frac{II}{Q_1} = \operatorname{ctg}\alpha, \text{ also } II = N_1 \operatorname{ctg}\alpha$$

$$\frac{III}{II} = \frac{\sin\beta}{\sin 180^0 - (\beta+\gamma)}$$

also

$$III = \frac{II \cdot \sin\beta}{\sin 180^0 - (\beta+\gamma)}$$

$$\text{oder } III = \frac{N \operatorname{ctg}\alpha \cdot \sin\beta}{\sin 180^0 - (\beta+\gamma)}$$

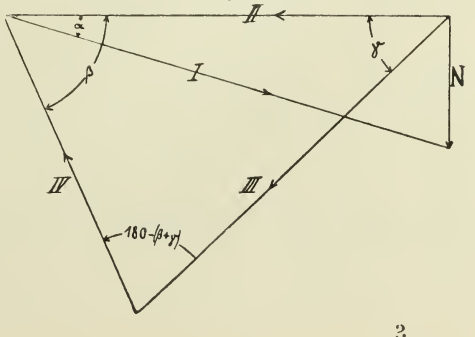
$$\frac{IV}{II} = \frac{\sin\gamma}{\sin 180^0 - (\beta+\gamma)}$$

$$\text{also } IV = \frac{N_1 \operatorname{ctg}\alpha \cdot \sin\gamma}{\sin 180^0 - (\beta+\gamma)}$$

Einfacher ist die graphische Bestimmung (Fig. 70). Die Stangen I, III und IV sind auf Zug beansprucht, wenn die Fahrbahnträger da, wo sie die Säule kreuzen, horizontal etwas beweglich sind.

Bei äußerster Stellung der Last ist die Fahrbahn auf Zerknicken beansprucht und zwar ist zu der aus der Last und dem Laufkatzengewicht herrührenden Kraft noch der Kettenzug zuzuzählen.

Fig. 70.



Steht die Laufkatze in der Mitte zwischen Säule und Verbindungsstelle I—II, so werden die Träger auf Biegung und Zerknicken beansprucht.

Für die Säule liegen die gefährlichen Biegequerschnitte an den Angriffspunkten der Spannstangen unten und oben, es erfährt ferner der untere Teil der Säule eine nicht zu vernachlässigende Druckbeanspruchung durch Last, Kraneigengewicht und Kettenzug.

Für die Laufkatze gilt das beim vorigen Kran besprochene.

Wipp- oder Scheerenkrane.*) Für das Einsetzen der Masten in Schiffe, für das Umladen von sehr großen Lasten aus Schiffen in die auf dem Quai laufenden Wagen dienen die Scheerenkrane, die sich durch eine große Hubhöhe auszeichnen.

Die Last kann nur in der senkrechten Schwingungsebene der Ausleger bewegt werden und wird horizontal durch Verändern der Auslegerneigung versetzt. (Fig. 71 und 72.)**)

Der Ausleger wird meist aus zwei nach unten weit auseinandergespreizten Schenkeln hergestellt, die sich oben durch einen gemeinsamen Kopfbolzen vereinigen und eine ausreichende Standsicherheit in der mit der Schwingungsaxe zusammenfallenden Ebene bieten.

Die Auslegerschenkel werden meist mit Kreisquerschnitt aus einzelnen Blechschüssen durch Nietung hergestellt, mit konischer Verjüngung nach beiden Enden.

Für die Fuß- und Kopfabschlüsse benutzt man Gußeisen, um bequem reichliche Auflagerflächen für die Gelenkbolzen ausbilden zu können.

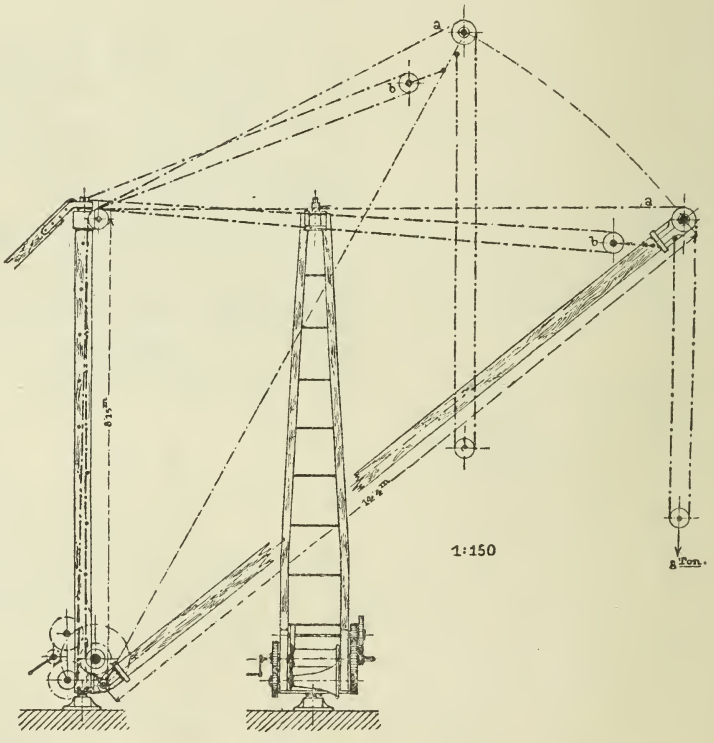


Fig. 71. Fig. 72.

Das Verändern der Auslegerneigung erfolgt entweder durch eine Kette, welche vom Auslegerkopf zu einer Winde auf dem Grundmauerwerk führt, oder wie bei Fig. 73 u. 74***) durch Verlängern oder Verkürzen des Hinterbeines oder auch durch Verschieben desselben.

Wegen der großen inbetracht kommenden Lasten findet man meist mehrrollige Flaschenzüge eingeschaltet, deren Zugseil oder Kette dann von einer unten stehenden Trommelwinde aufgenommen wird. Nicht selten sind für ver-

*) Ad. Ernst, Hebezeuge. — **) Riedler, Skizzen. — ***) Riedler, Skizzen.

schiedene Laststufen zwei getrennte Flaschenzüge mit verschiedener Übersetzung am Auslegerkopf aufgehängt. Für die Winde wird Handbetrieb oder Dampfbetrieb vorgesehen.

Als **Schwimmkrane** werden die Scheerenkrane auf eisernen Pontons gebaut, die mit wasserdichten Abteilungen versehen sind, um beim Heben von Lasten nach Bedürfnis Wasser als Gegengewicht in die dem Ausleger gegenüberliegenden Zellen einpumpen zu können.

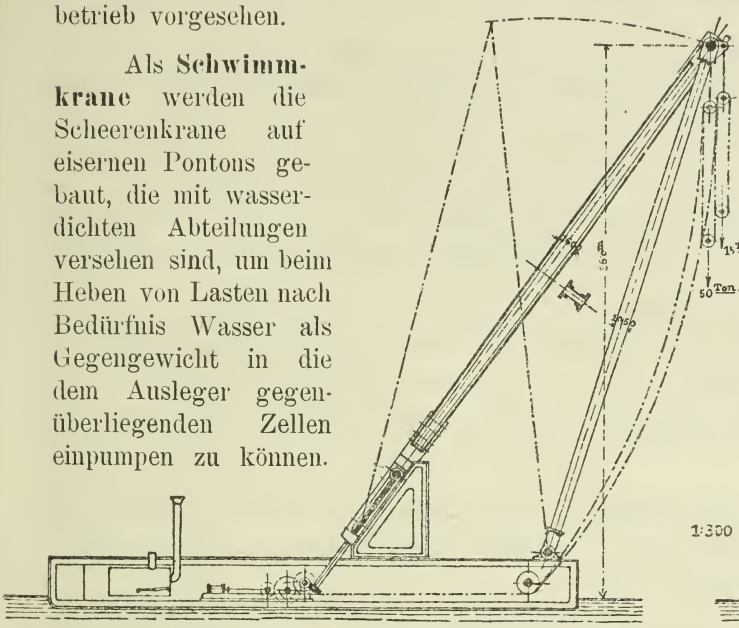


Fig. 73.

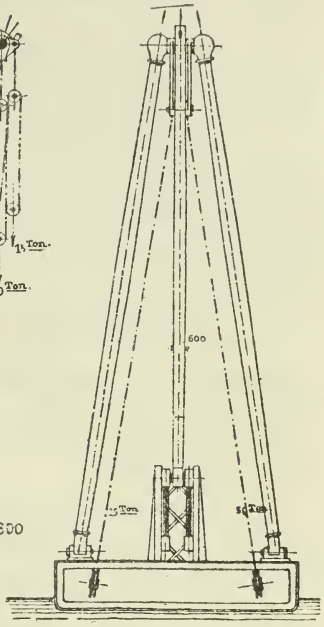


Fig. 74.

2) Krane mit Bühne.

Laufkrane.

Die Winden zum Heben und Versetzen der Lasten sind auf hochliegenden fahrbaren Bühnen beweglich angeordnet, sodaß ein rechteckiger Arbeitsraum voll bestrichen wird.

Die Fahrbahn für die Bühne liegt auf Mauervorsprüngen oder auf gußeisernen Säulen oder bei großer Last auch auf besonderen schmiedeeisernen Gitterwerkstützen.

Für die Laufkrane ist schon im Bauplan auf die meist bedeutenden vertikalen Belastungen, ebenso aber auch auf die von den Fahr- und Beschleunigungswiderständen herrührenden horizontalen Drücke auf die Bühnenlaufschienen und ihre Unterstützungen Rücksicht zu nehmen.

Die Laufbühne wird für kleine Lasten und Spannweiten aus Profileisen, meist Doppel**T**trägern, für größte Lasten in Gitterfachwerk hergestellt. Mittlere Verhältnisse erfordern genietete Blechträger, deren Mittelhöhe man zu $\frac{1}{15}$ bis $\frac{1}{10}$ der Spannweite bei 7 bis höchstens 12 mm Blechdicke wählt. Die Blechstärke geht der leichteren Ausführung wegen durch den ganzen Träger, die Höhe der Trägerenden wird etwa die Hälfte der Mittelhöhe. Die zulässige Inanspruchnahme ist, gutes Schweißeisen oder besser das allerdings sorgfältiger zu behandelnde Flußeisen vorausgesetzt, $\mathfrak{S}_b = 600$ bis 750, ja sogar 1000 $\frac{kg}{qcm}$.

Die Laufbahnträger sind für die betreffende Last und auch mit genügender Seitensteifigkeit zu konstruieren, um den beim Anfahren, sowie beim Anhalten der Bühne auftretenden horizontalen Kräften Widerstand leisten zu können.

Das Eigengewicht der neueren rasch laufenden Bühnenkrane ist daher auch verhältnismäßig groß. Eine Übersicht gibt die *„Hütte“* 1903 in dem Kapitel „Krane“.

Die Eckverbindungen zwischen den Hauptträgern und den Radkasten sind aus demselben Grunde unnachgiebig zu gestalten, umsomehr, als ein Ecken der Bühne beim Fahren nicht ganz zu vermeiden ist.

Seitliche Belastung der Hauptträger durch die bei manchen Konstruktionen nötigen Laufstege oder durch schwere Wellen sind möglichst zu umgehen. Je nach den örtlichen Verhältnissen läuft die Katze auf oder auch zwischen den Hauptträgern, wobei freilich letztere Anordnung die Entfaltung des Triebwerkes beschränkt.

Für kleine Lasten genügt es, die Laufräder fliegend anzuordnen und die Achsen in den Trägern festzustellen, doch tritt dann durch unvollkommene Berührung des Radkranzes mit den Laufschienen einseitiger Kantendruck in den Naben auf. Für mittlere und große Verhältnisse sind häufig die Räder auf den Achsen festgekeilt und laufen diese letzteren in 2 Lagern mit bequem zugänglichen Lagerschalen.

An mehreren großen Kranen der Ausstellung von 1902 in Düsseldorf hat sich die lose Anordnung der mit langen Nabenbüchsen versehenen Räder auf festgekeilten Achsen gut bewährt.

Die Laufräder wählt man zweckmäßig möglichst groß, entweder nur mit inneren, oder Doppelflanschen. Bei Anwendung der letzteren empfiehlt Ernst, die eine Seite genau anschließend, die andere mit Spielraum anzuordnen und außerdem stets Stützarme für den Fall des Entgleisens anzuordnen.

Auf die Hauptträger werden zum Zwecke der günstigsten Übertragung des Raddruckes und der Abnutzung wegen besondere Laufschienen gelegt, entweder gehobelte Flacheisen oder auch Profilschienen, wie sie für Verkehrsbahnen gewalzt werden.

Berechnung der Hauptträger. Bei diesen ist das Eigengewicht, welches viel mehr als die Hälfte der Nutzlast betragen kann, stets in Betracht zu ziehen.

Das größte Biegemoment besteht ziemlich genau in der Mitte der Träger bei mittlerer Stellung der Last.

Ist Q_1 das Gesamtgewicht von Last, Laufkatze, Kette und Haken, p das Eigengewicht eines Hauptträgers für die Längeneinheit, l die Spannweite, so ist für einen jeden der beiden Träger:

$$Q_1 \frac{l}{4} + p\,l \cdot \frac{l}{8} = W \mathfrak{S}_b.$$

Bei genieteten Blechbalkenträgern oder bei Fachwerkträgern läßt man des Aussehens und besonders der Materialersparnis halber die Höhe nach den Enden hin abnehmen. Man berechnet dann die Höhe für verschiedene Querschnitte.

Lassen sich, wie es bei oben angeordneter Laufkatze der Fall sein wird, die Träger nicht untereinander gegen seitliche Drücke versteifen, so muß von vornherein auf genügende Flanschenbreite gesehen werden,*) oder es sind horizontale Versteifungen durch Zugstangen anzuordnen. Die seitlichen Drücke entziehen sich der rechnerischen Bestimmung.

---

*) Jetzt werden hier und da mit Vorteil gewalzte außernormale I Träger mit extrabreiten Flanschen angewendet.

Die neueren elektrisch betriebenen Laufkrane haben durchweg sehr hohe Fahrgeschwindigkeiten, und es wird den beim raschen Fahren und Anhalten entstehenden Seitendrücken durch breite Bauart der Bühnenträger zu begegnen sein. Bei vollwandigen Blechträgern wird dann ein seitliches Versteifungsfachwerk angeordnet, welches zugleich als Laufsteg dient. Deckt man diese Laufstege mit gelochten Blechen ab, so wird dabei eine genügende Lichtdurchlässigkeit erreicht.

Bei zwischen den Trägern liegender Laufkatze lassen sich die oberen auf Druck beanspruchten Gurtungsbleche durch quer darüber genietete Diagonalverbände versteifen, oder man gibt beiden Trägern eine gemeinsame Gurtungsplatte, vorausgesetzt, daß die Laufkatze in der Höhe beschränkt bleiben kann, was bei den neuerdings meist als Mehrmotorenkranen ausgeführten elektrischen Laufkranen nicht möglich ist.

Bei Trägern mit gemeinsamer oberer Gurtplatte liegt außerdem der Schwerpunkt des Querschnittes weit über der Mitte, und es wird das Material (meist Flußeisen, dessen Zug- und Druckfestigkeit ja annähernd gleich groß sind,) dann nicht voll ausgenützt.

Die Stegbleche sind ebenso mit Rücksicht auf zufällige Seitendrücke in Abständen von 1 bis 1½ m durch senkrecht aufgenietete Winkeleisen zu versteifen, welche entweder dem Träger sich anschmiegend, oder mit Futterblech angeschlagen werden, Fig. 75 u. 76 und Tafel 5.

Fig. 75.

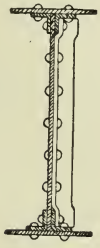


Fig. 76.

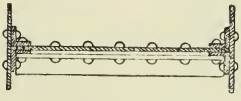


Fig. 77.

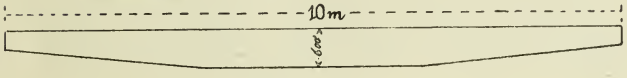


Fig. 78.

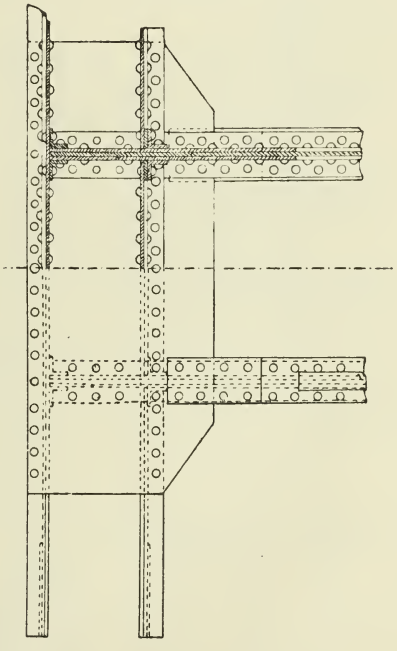
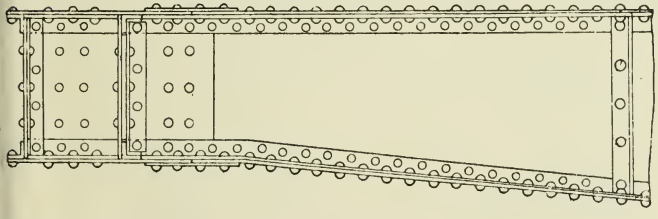


Fig. 79.



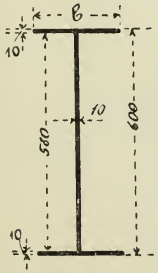


Fig. 80.

Die Radkasten der Bühne und die Laufräder sind jeweils am stärksten belastet, wenn die Katze mit der Last an einem Bühnenende steht, und demgemäß ist jede Laufradachse im schlimmsten Falle mit $\frac{Q_1}{2} + \frac{pl}{4}$ auf Biegung beansprucht.

Die Winde zum Heben der Last steht entweder auf dem Laufwagen selbst oder an der Seite der Bühne. Für ersteren

Fall wäre Handantrieb von unten oder von einem neben der Bühne liegenden Laufsteg aus, möglich, ebenso aber auch Transmissionsantrieb durch Seile und sehr gut elektrischer Betrieb.*)

Zur Bestimmung der Fahrwiderstände für Laufkatze und Bühne gilt das früher beim Gießereikran gesagte. Die Anordnung der Triebwerke des Laufkranes ist schließlich sehr wesentlich abhängig von der Art des Betriebes.

Berechnung der Bühne für einen Laufkran von L = 10 m Spannweite und für Q = 7500 kg Höchstlast. Es sollen zwei genietete Blechträger mit Doppel-Tförmigem Querschnitt angeordnet werden, die Laufkatze soll oben laufen. Die allgemeine Anordnung sei wie in Fig. 77.

Der Einfachheit wegen werde der Einfluß der Winkeleisen, aber auch der Nietung auf das Widerstandsmoment des Querschnittes vernachlässigt.

Schätzt man vorläufig das Eigengewicht der beiden Träger zu G = 2000 kg, das Gewicht der Laufkatze samt Kette und Haken zu 500 kg, so wäre bei $\mathfrak{S}_b = 600 \frac{kg}{qcm}$ ein Widerstandsmoment nötig von im ganzen

$$W = \frac{M}{\mathfrak{S}_b} = \frac{(Q + 500)\frac{L}{4} + G\frac{L}{8}}{\mathfrak{S}_b} = \frac{\frac{8000 \cdot 1000}{4} + \frac{2000 \cdot 1000}{8}}{600} = 3750 \text{ cm},$$

sodaß auf jeden Träger ein Widerstandsmoment von 1875 cm³ kommt. Wählt man nun die Mittelhöhe der Träger zu 600 mm bei 10 mm Blechstärke, so kann man nach Fig. 80 die Breite b der Gurtung bestimmen aus:

$$1875 = \frac{2\left(\frac{1^3 b}{12} + b \cdot 1 \cdot 29{,}5^2\right) + \frac{1 \cdot 58^3}{12}}{30}$$

zu b = 23 cm.

Die Verbindung der zur Aufnahme der Laufräder dienenden Querträger mit den Hauptträgern zeigt Figur 78 und 79.

Aus der Figur entnimmt man dann weiter eine Breite von 300 mm zwischen den Lagermitten der Laufradachsen. Diese sind im ungünstigsten Fall in der Mitte mit $\frac{Q_1 + \frac{G_1}{2}}{2}$ belastet, wenn der Lastwagen an einem Ende der Bühne steht.

Die in ausgebuchsten Gußlagern gehenden Stirnzapfen sind also auf einen Zapfendruck von $\frac{Q_1 + \frac{G_1}{2}}{4}$ zu berechnen, sodaß für ein Längenverhältnis $\frac{l}{d} = 1{,}5$ ein Durchmesser nötig ist von

$$\left(\frac{Q_1 + \frac{G_1}{2}}{4}\right)\frac{1{,}5\,d}{2} = \frac{\pi}{32} d^3 \cdot \mathfrak{S}_b$$

$$\left(\frac{8000 + \frac{2000}{2}}{4}\right)\frac{1{,}5}{2} = \frac{\pi}{32} d^2\, 500$$

$$d = 5{,}8 \sim 6{,}0 \text{ cm}$$

während in der Achsmitte sein muß:

$$\left(\frac{8000 + \frac{2000}{2}}{4}\right)15 = \frac{\pi}{32} D^3\, 500$$

$$D = 8{,}77 \sim 9{,}0 \text{ cm}.$$

Für den Keil gibt man 10 mm zu, sodaß D = 100 mm ausgeführt wird.

Den einen Blechträger eines Kranes für 20000 kg Höchstlast und 13,5 m Spannweite mit den Versteifungen des Stegbleches durch Winkeleisen und mit den nötigen Stößen und Verlaschungen zeigt Tafel 5 dieses Werkes.

*) s. Teil II.

Bockkrane.

Die Bockkrane finden Verwendung als Überladekrane im Eisenbahnverkehr. (Fig. 81 bis 85.)*)

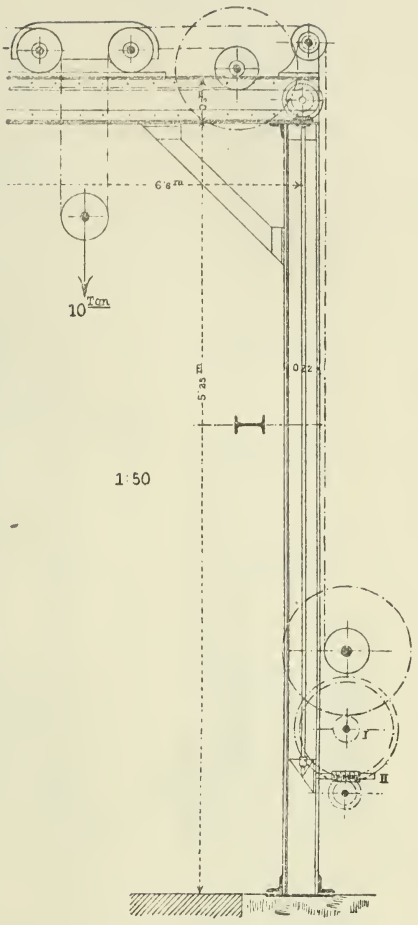
Die Laufwagenbahn wird durch ein Bockgestell getragen, welches quer zu den Geleisen entweder feststeht oder selbst wieder fahrbar gemacht ist, indem man unter die Bockständer Laufrollen setzt.

Die Laufbahnträger sind wie bei den Laufkranen zu berechnen, indem man die Träger als auf beiden Enden frei aufliegend annimmt. Das größte Moment entsteht bei Mittelstellung der Laufkatze.

Bei der Berechnung der Bockständer führt man im allgemeinen die ganze Höhe als freie Knicklänge ein. Diese Bockständer sind am stärksten beansprucht, wenn die Laufkatze an einem Ende der Bühne steht. Stehen sie gespreizt gegen einander, so ist aus dem auf jeden Ständerkopf wirkenden Vertikaldruck noch die in den Ständer wirkende Komponente K abzuleiten. (Fig. 86.)

Für Krane bis 10 000 kg Tragkraft

Fig. 83.



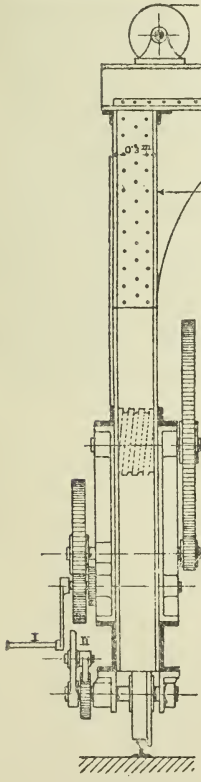


Fig. 81.

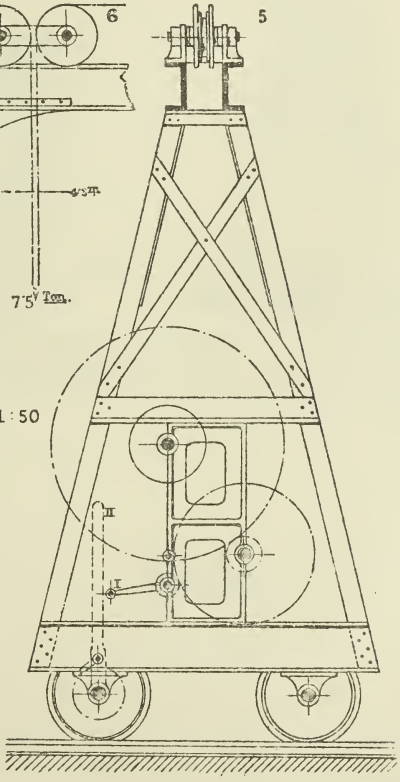


Fig. 82.

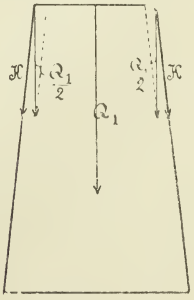


Fig. 86.

*) Riedler, Skizzen.

Fig. 84.

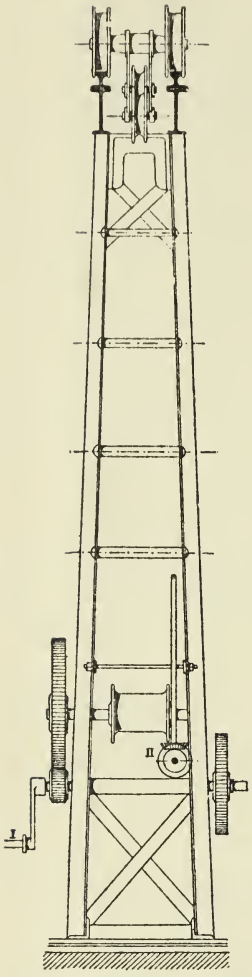
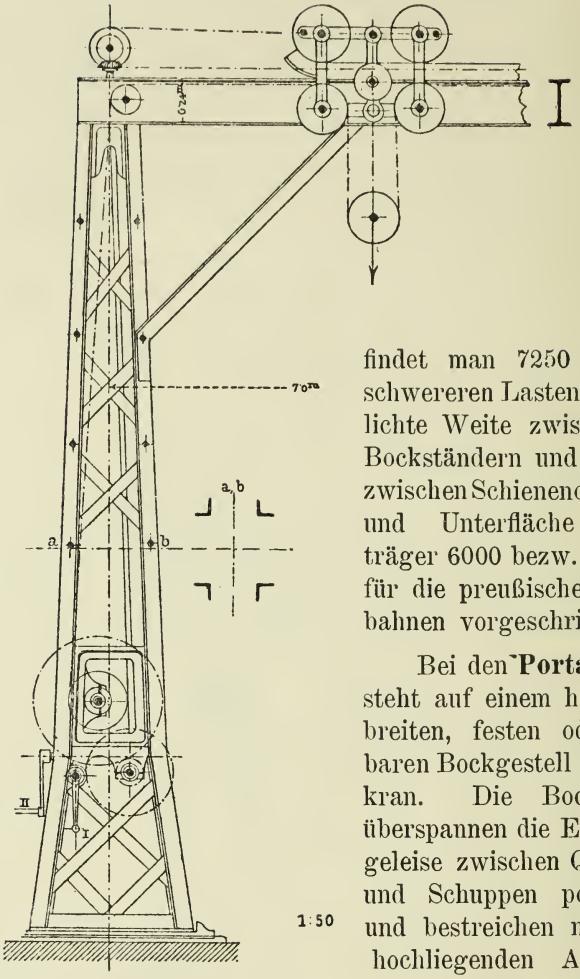


Fig. 85.



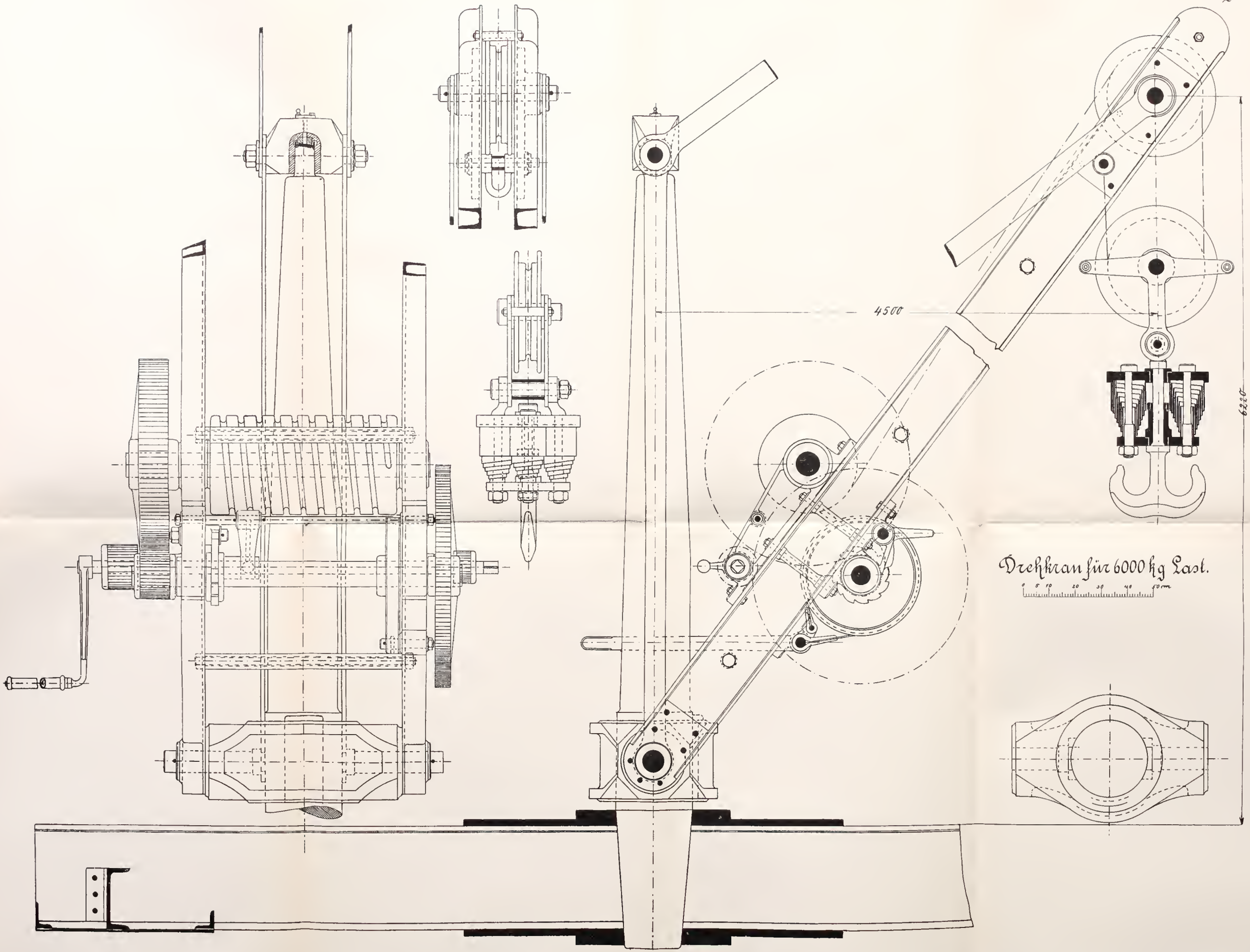
findet man 7250 mm, bei schwereren Lasten 7500 mm lichte Weite zwischen den Bockständern und als Höhe zwischen Schienenoberkante und Unterfläche Hauptträger 6000 bezw. 6500 mm für die preußischen Hauptbahnen vorgeschrieben.

Bei den **Portalkranen** steht auf einem hohen und breiten, festen oder fahrbaren Bockgestell ein Drehkran. Die Bockgestelle überspannen die Eisenbahngeleise zwischen Quaikante und Schuppen portalartig und bestreichen mit ihren hochliegenden Auslegern den ganzen Abstand zwischen Deckmitte der am Quai liegenden Schiffe und Lagerschuppen. Einen Halbportalkran (mit hydraulischem Antrieb) von Schmidt, Kranz & Co. in Nordhausen zeigt Tafel 6.

F. W. GADOW & SOHN. HILDBURGHAUSEN.

Tafel 1.

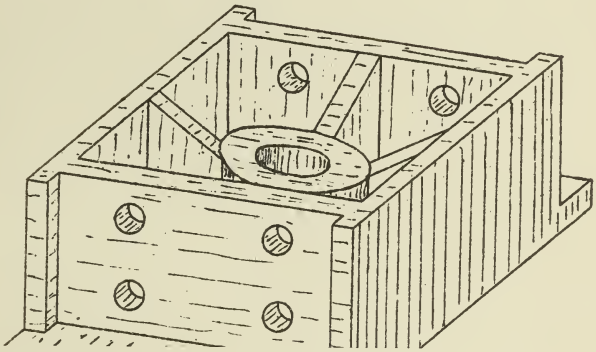
LIBRARY
OF THE
UNIVERSITY OF ILLINOIS



Drehkran für 6000 kg Last.

Tafel 2.

Fig. 4.



Gerüst zu einem Zapfendrehkran von 2000 kg Tragkraft.

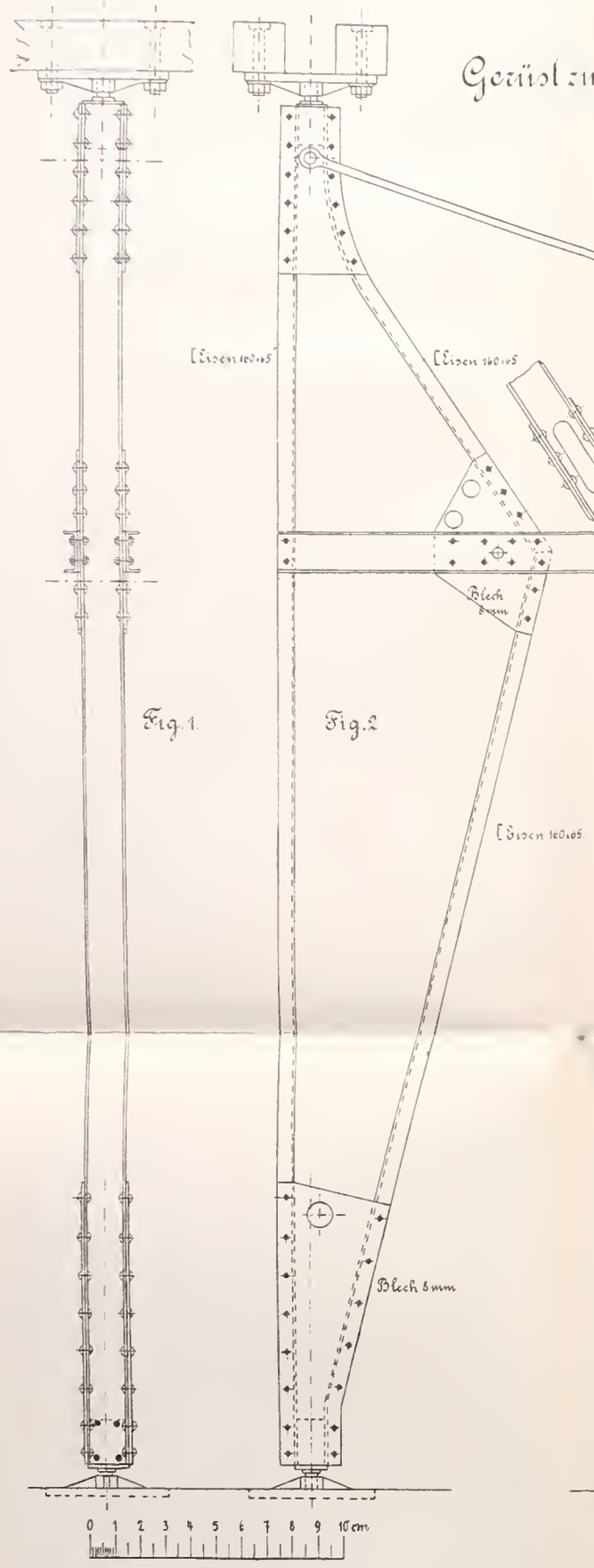


Fig. 1. Fig. 2.

Fig. 3. Freistehender Drehkran von 3000 kg Tragkraft.

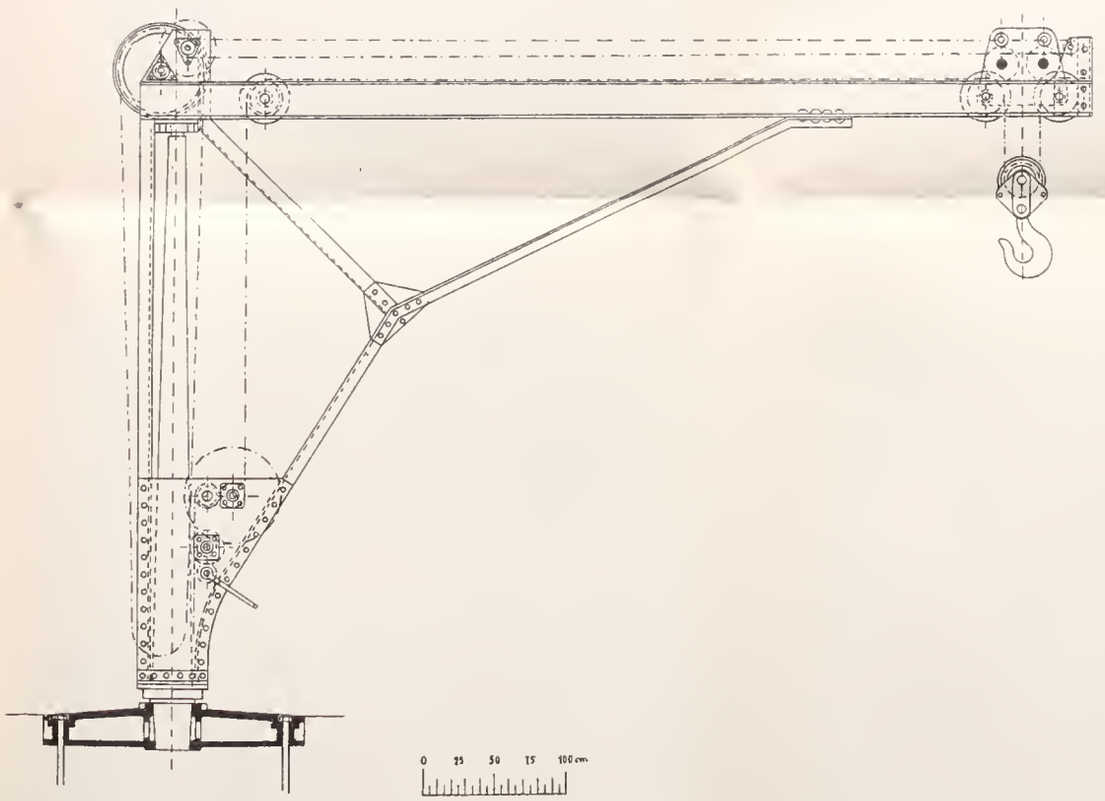
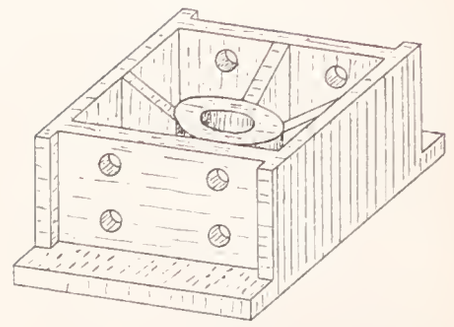


Fig. 4



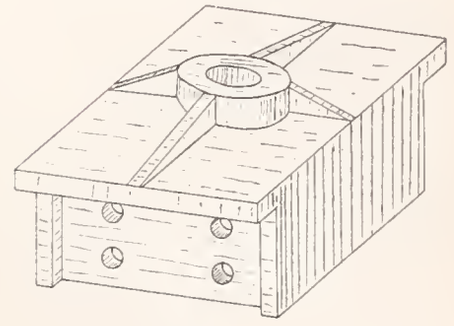


Fig. 5.

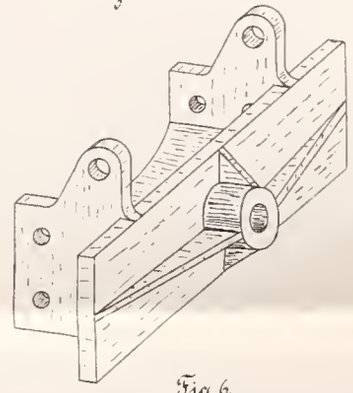
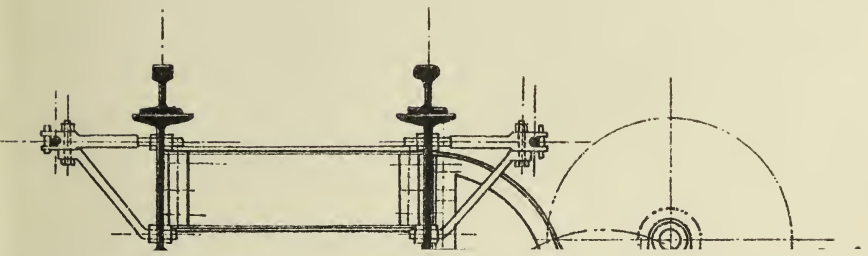


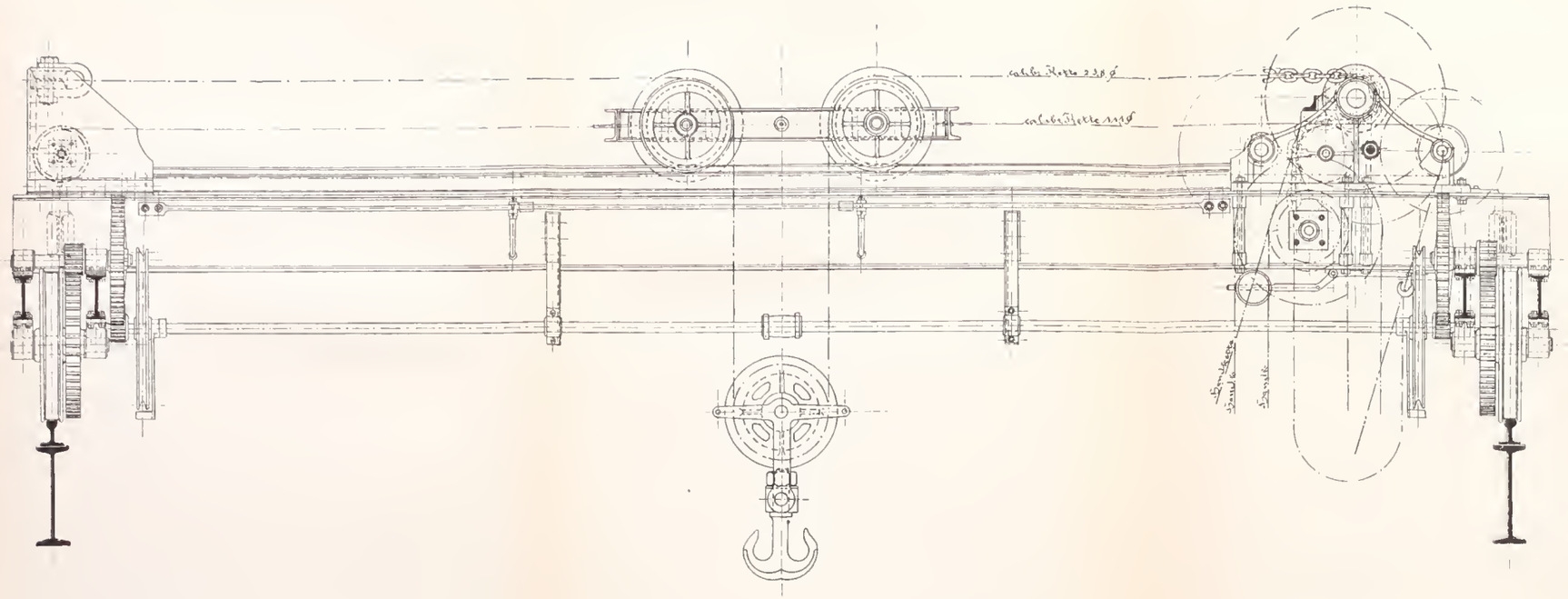
Fig. 6.

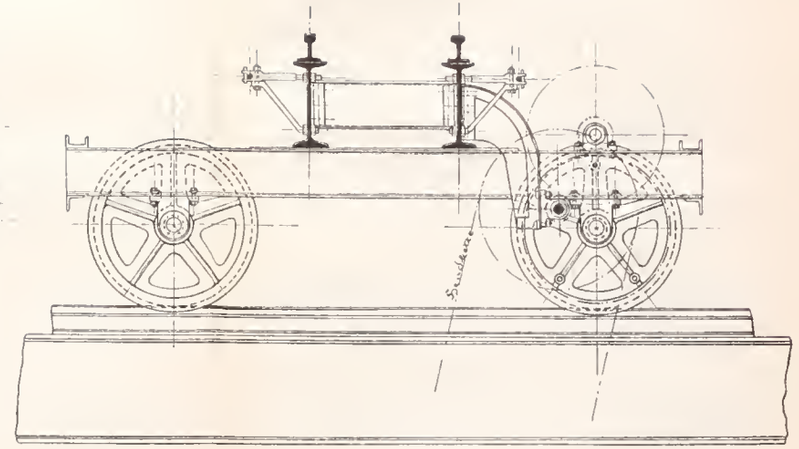
Tafel 3.

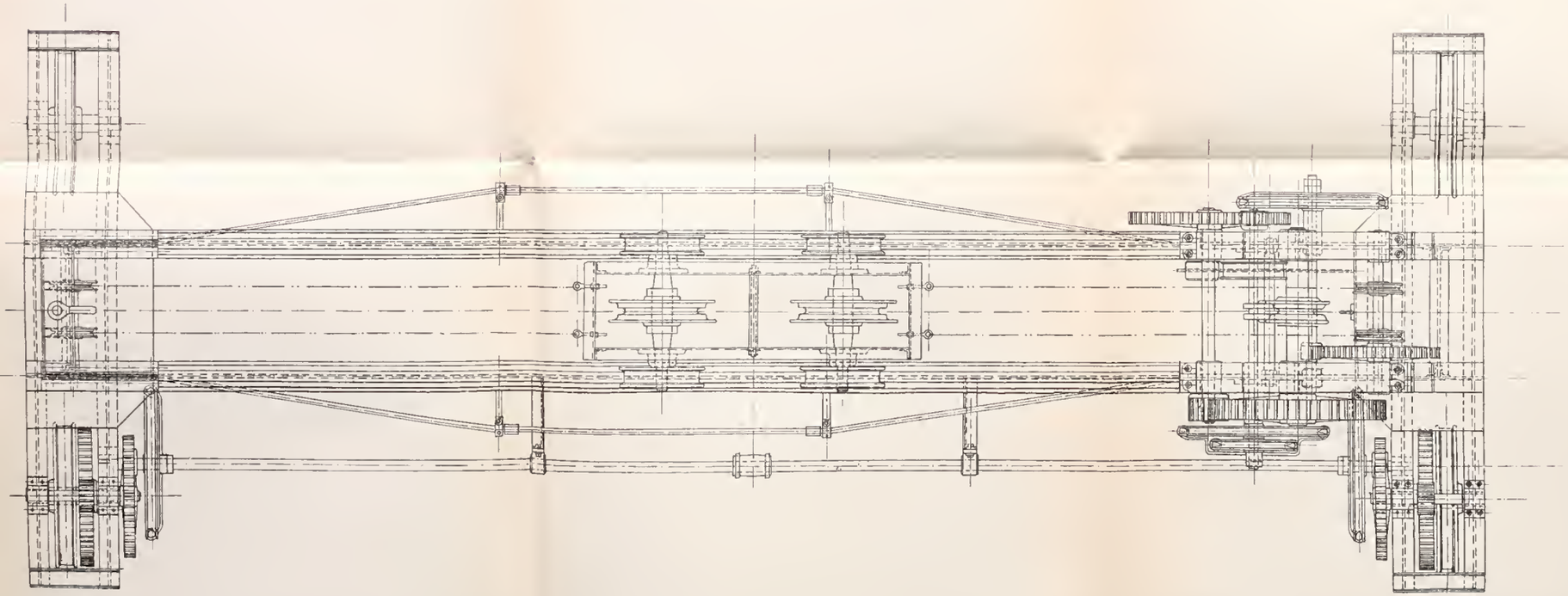
Feststehender Drehkran von 4000 kg Tragkraft u. 4500 mm Ausladung.

Tafel 4.

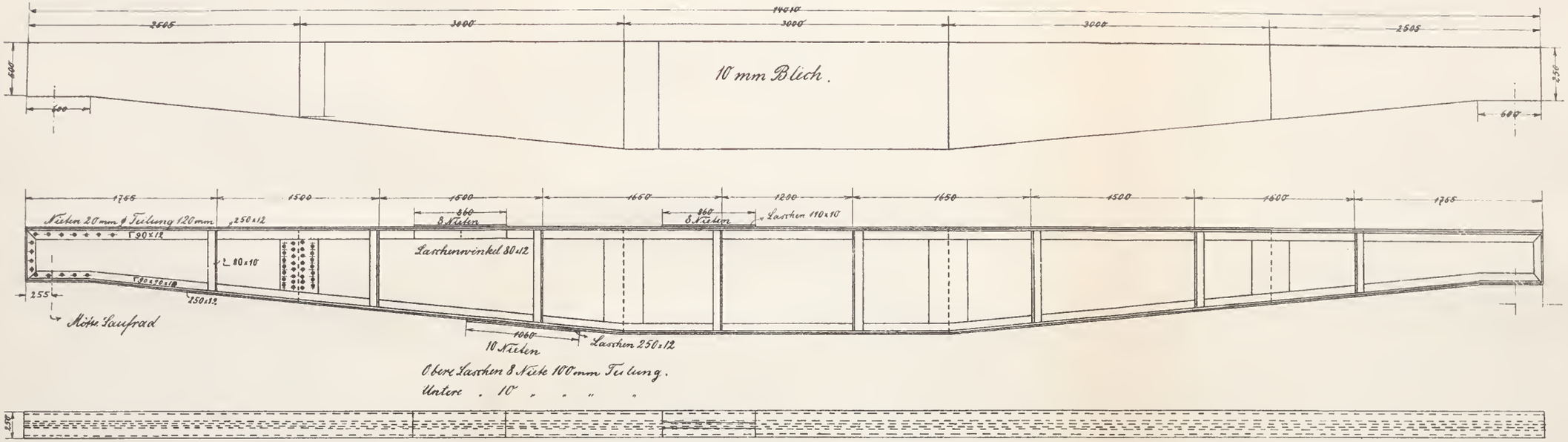


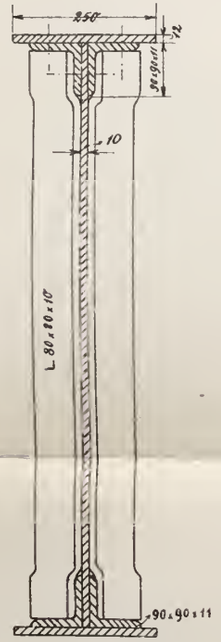


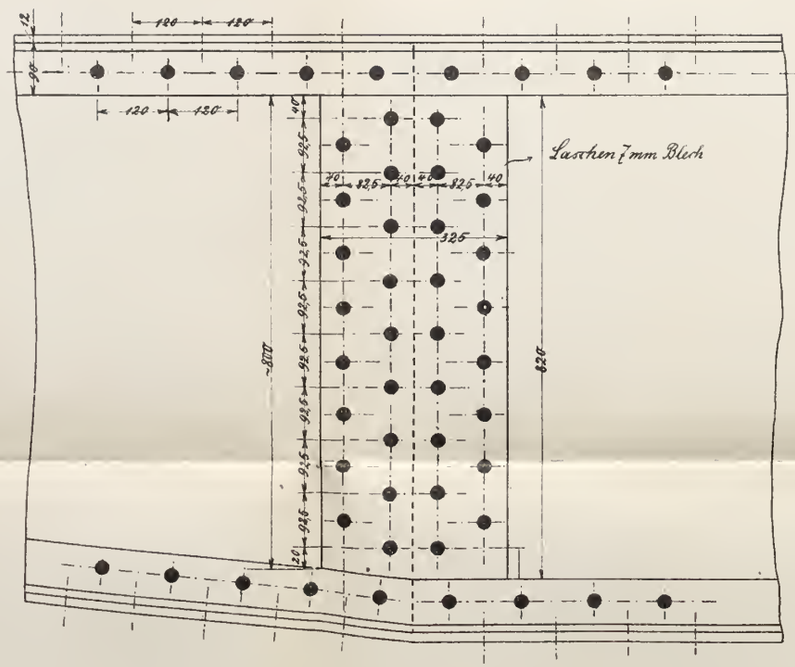


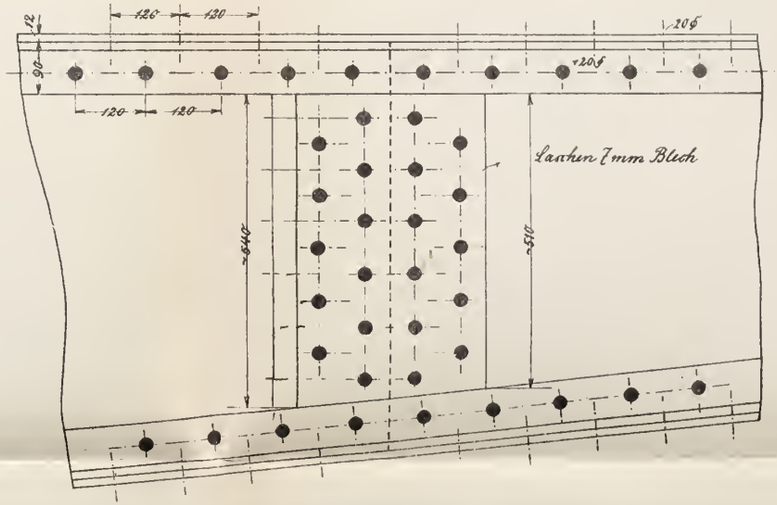


LIBRARY
OF THE
UNIVERSITY OF ILLINOIS





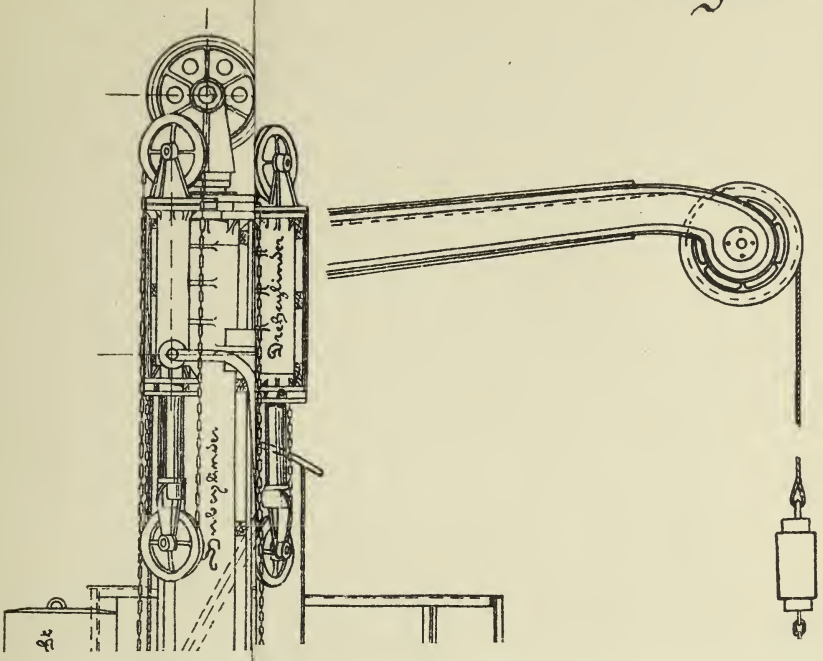


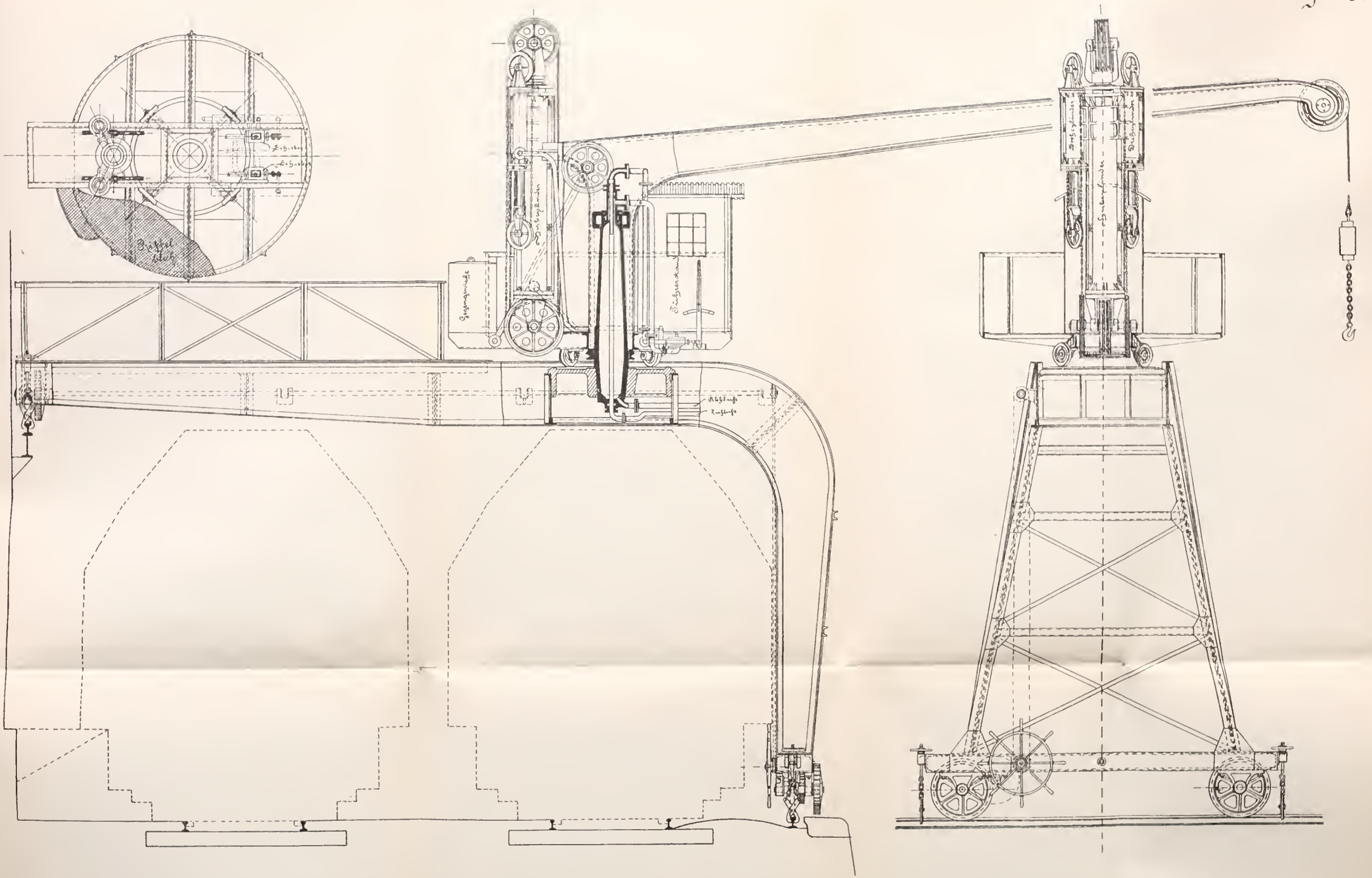


Blechträger zu einem Laufkran für 20000 kg bei 13,5 m Spannweite.

Beilage zu Zizmann, Krane I. Teil. (Polytechn. Verlag Otto Pezoldt, Hildburghausen.)

Tafel 6.





Fahrbarer hydr. Portal-Kran von 1500 kg Tragkraft.

Beilage zu Zizmann, Krane I. Teil. (Polytechn. Verlag Otto Pezoldt, Hildburghausen.)

UNIVERSITY OF ILLINOIS-URBANA
3 0112 111813223